

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**“METODOLOGÍA PARA VALIDACIÓN DE DISEÑO DE PORTALÁMPARAS
AUTOMOTRIZ MEDIANTE ELEMENTO FINITO Y PRUEBAS VIBRATORIAS”**

POR
JESÚS ANSELMO MORENO ARMENDÁRIZ

EN OPCIÓN AL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

FEBRERO, 2016

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



TESIS

“METODOLOGÍA PARA VALIDACIÓN DE DISEÑO DE PORTALÁMPARAS
AUTOMOTRIZ MEDIANTE ELEMENTO FINITO Y PRUEBAS VIBRATORIAS”

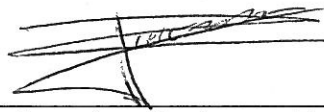
POR
JESÚS ANSELMO MORENO ARMENDÁRIZ

EN OPCIÓN AL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis "METODOLOGÍA PARA VALIDACIÓN DE DISEÑO DE PORTALÁMPARAS AUTOMOTRIZ MEDIANTE ELEMENTO FINITO Y PRUEBAS VIBRATORIAS" realizada por el alumno JESÚS ANSELMO MORENO ARMENDÁRIZ, con número de matrícula 1200828, sea aceptada para su defensa como opción al grado de "MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ".

El Comité de Tesis



Dr. Diego Francisco Ledezma Ramírez
Asesor



Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández
Revisor



M.C. Ramón H. Salas Santis
Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, Nuevo León, Febrero 2016

AGRADECIMIENTOS.

Quiero expresar mi más sentido agradecimiento por el continuo apoyo, seguimiento y coordinación al Dr. Diego Francisco Ledezma Ramírez Asesor de mi tesis, quien siempre ha estado a mi lado haciendo esta tarea algo realmente formativo, interesante y, muy enriquecedor. Así mismo a la Dra. Tania Palomo Berber Solano Coordinadora de la Maestría, al Dr. Oscar Jesús Zapata Hernandez y todos los maestros del equipo del posgrado automotriz, es imposible describir en unas breves palabras el grado de agradecimiento que siento hacia ellos, así como de admiración por su labor docente, investigadora y calidad humana. Todos ellos estado siempre a mi lado, resolviendo mis dudas, facilitando el acceso a datos, bibliografías, etc. Y dedicando mucho de su tiempo libre en mi favor.

Agradezco a su vez el apoyo al equipo de trabajo de Grupo SSC, Ing. Luis Fajardo y su equipo de trabajo en Monterrey y San Miguel de Allende por su valiosa asesoría en cuanto a simulación modal y de vibración aleatoria usando el software de ANSYS.

También quiero agradecer a mis colegas y amigos con los que día a día colaboro dentro de la empresa Cemex Mex, Ramón Salas, Manuel Marín y Nestor Talavera, por apoyarme con la elección de un buen proyecto para poder desarrollar mis habilidades en un área de interés común tanto para la empresa como para mí en lo personal y profesional, gracias por la confianza y el apoyo para que se pudiera hacer realidad desde un inicio.

Por último quiero agradecer a mi familia por el apoyo constante que siempre me han brindado, en especial a mi esposa y mi mamá que nunca han dejado de animarme a continuar con mi formación, y la motivación adicional en los últimos meses de mi hija Ariana, a la cual también le dedico este trabajo.

A todos los que contribuyeron de una forma u otra en la realización de este trabajo, gracias totales!

TABLA DE CONTENIDO

Capítulo	Página
<i>RESUMEN.</i>	4
<i>CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN.</i>	6
1.1 Consideraciones.	6
1.2 Antecedentes.	8
1.3 Revisión del estado del arte.	15
1.4 Objetivo general.	24
1.5 Justificación.	26
1.5.1 Metas Científicas.	26
1.5.2 Implementación dentro de la Industria.	27
1.5.3 Hipótesis.	28
1.6 Metodología.	30
1.7 Cronograma de actividades.	32
1.8 Infraestructura.	33
1.9 Contenido de la tesis.	34
<i>CAPITULO 2. TEORÍA FUNDAMENTAL DE PRUEBAS DE VIBRACIÓN.</i>	35
2.1 Introducción.	35
2.2 Teoría básica de vibraciones mecánicas.	36
2.2.1 Fundamentos.	36
2.2.3 Frecuencia natural y resonancia.	40
2.2.4 Densidad Espectral de Potencia (Power Spectral Density – PSD).	42
2.2.5 Análisis Modal.	44
2.3 Pruebas de vibración aleatoria.	50
2.3.1 Pruebas de vibración aleatoria automotriz.	52
2.4 Teoría de elemento finito usando ANSYS.	58

<i>CAPITULO 3. SIMULACIÓN DE PRUEBAS VIBRATORIAS.</i>	62
3.1 Introducción.	62
3.2 Procedimiento y Metodología de Simulación.	63
3.3 Resultados de simulación de Portalámparas T20 no sellado diseño actual.	81
3.4 Resultados de simulación de portalámparas T20 no sellado con modificaciones (Hipótesis).	85
3.4.1 Caso 1: Reducción de número de soportes en portalámpara.	85
3.4.2 Caso 2: Eliminación de restricción en terminales por uso de resina epoxica (potting).	90
3.5 Discusión.	107
3.6 Conclusiones.	Error! Bookmark not defined.
<i>CAPITULO 4. EXPERIMENTACIÓN DE PRUEBAS VIBRATORIAS.</i>	80
4.1 Introducción.	80
4.2 Metodología de pruebas.	75
4.2.1 Procedimiento, equipo utilizado y configuración.	78
4.3 Resultados.	95
4.3.1 Resultados Portalámparas T20 No Sellado diseño actual.	95
4.3.2 Resultados Portalámparas T20 No Sellado con modificación para Hipótesis 1.	99
4.3.3 Resultados Portalámparas T20 No Sellado con modificación para Hipótesis 2.	103
4.4 Discusión.	107
4.5 Conclusiones.	120
<i>CAPITULO 5. CONCLUSIONES GENERALES Y TRABAJO A FUTURO.</i>	122
5.1 Conclusiones generales.	122

5.2 Recomendaciones para trabajo futuro. _____	124
<i>LISTA DE SIMBOLOS</i> _____	126
<i>REFERENCIAS.</i> _____	127
<i>LISTA DE FIGURAS.</i> _____	132
<i>LISTA DE TABLAS.</i> _____	138
<i>APENDICE A.</i> _____	140
Experimentación en herramienta para vibración. _____	140

RESUMEN.

El uso de pruebas de durabilidad es de vital importancia en la industria automotriz para validar que todos los componentes que están ensamblados en el vehículo cumplan con los estándares que la industria necesita en cuanto a seguridad, calidad, costo y durabilidad. Debido a que un agente externo e interno al que están sujetos los automóviles son las vibraciones, que generan ruido y fallas además de otros efectos negativos, las pruebas de durabilidad a vibraciones son comunes en la industria automotriz y requieren cada vez estándares más rigurosos. Un caso importante debido al impacto en la seguridad durante el manejo, son las lámparas, que están sujetas a altos niveles de vibración y son susceptibles a fallas por oscilaciones.

En este proyecto se presenta una metodología por medio de simulación modal de elementos finitos para analizar las frecuencias naturales de la estructura de un portalámparas automotriz, con el fin de estudiar estos valores desde la etapa de diseño y evitar fallas debidas a resonancias durante la prueba de vibración a la que se somete el producto durante su etapa de validación. Posteriormente se presenta una simulación de vibración aleatoria para predecir la respuesta durante dicha prueba. Se calcula la distribución de esfuerzos resultante de la carga determinada ante cada frecuencia, esto con el fin conocer las posibles zonas en las que puede mostrar fallas durante la prueba. Posteriormente estos resultados teóricos se validan y analizan con pruebas experimentales de análisis modal y vibración aleatoria para comparar las respuestas y conocer el nivel de correlación

entre ambas. Se presentan posibilidades de rediseño del producto, para estudiar los efectos en la respuesta modal y aleatoria de forma teórica y validaciones experimentales, siendo la contribución principal de este estudio lograr que desde una etapa temprana del desarrollo se pueden hacer modificaciones a la estructura del producto y hacer diferentes iteraciones en la simulación para encontrar la mejor opción de diseño y reducir las fallas durante las certificaciones de pruebas de vibración.

CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN.

1.1 Consideraciones.

Las vibraciones por lo general son causantes de efectos no deseados como fatiga, soltura, daños, ruidos, etc, y los automóviles por naturaleza son una fuente de vibración y además están expuestos a fuentes externas de vibración al rodar por diferentes calles en distintas condiciones, es por esto que dentro de los componentes del automóvil debe de cuidarse mucho este fenómeno en todas sus partes, especialmente en los componentes electrónicos y sistemas de iluminación que son especialmente sensibles a estos efectos, y además impactan de manera directa la seguridad durante la conducción del vehículo. Debido a esto, es necesario asegurarse de su correcto funcionamiento por medio de las pruebas de vibración para certificar la durabilidad durante su funcionamiento.

Esta investigación fue desarrollada debido a una necesidad dentro de la empresa CEMM MEX para conocer más acerca de los efectos de la vibración en un producto diseñado y fabricado dentro de la misma, el cual es un modelo de portalámparas automotriz. La importancia de esta investigación radica en que la exposición a vibración es una de las pruebas principales usadas para predecir el comportamiento del producto en campo, y asegurarse de su buen funcionamiento durante la vida útil del mismo. Es por esto que cobra una alta importancia dentro del diseño y validación de los productos, y en particular de los componentes de iluminación automotriz.

El objetivo de esta investigación es lograr un dominio de los conceptos básicos de vibraciones, enfocados a simulaciones y pruebas experimentales, para poder desarrollar un estudio de los efectos que un producto presenta dependiendo de las principales características de diseño a las pruebas de durabilidad. Se presenta una metodología de predicción del comportamiento por medio de simulación de elementos finitos, una metodología por medio de pruebas vibratorias y un análisis de correlación con el cual se puedan validar algunas de las principales características de diseño tales como la cantidad de “Lugs Pattern” (Lug Pattern por su término en ingles refiere a los soportes que un portalámparas tiene para su ensamble y sujeción) y el efecto de la resina epoxica en el portalámparas para hacer este un producto sellado.

1.2 Antecedentes.

Según la norma USCAR-15 [1] se define a un portalámparas como un dispositivo para sujetar bulbos pequeños. Los portalámparas (Figuras 1.1 y 1.2) en la industria automotriz son un componente importante de seguridad para el conductor de un automóvil, así como para las personas que rodean a los vehículos, ya que éstos ayudan a la visibilidad del conductor en el camino y éste a su vez avisa a los que lo rodean de las maniobras que realizará por medio de señales universales, es por esto que los diseñadores de los mismos deben de cumplir con las normas establecidas, para asegurar que no haya un problema en el automóvil en campo y con esto prevenir accidentes que ocasionen pérdidas materiales o de vidas humanas.



Figura 1.1. Algunos tipos de portalámparas automotrices para luces frontales y traseras diseñados en la empresa Cemm-Thome.

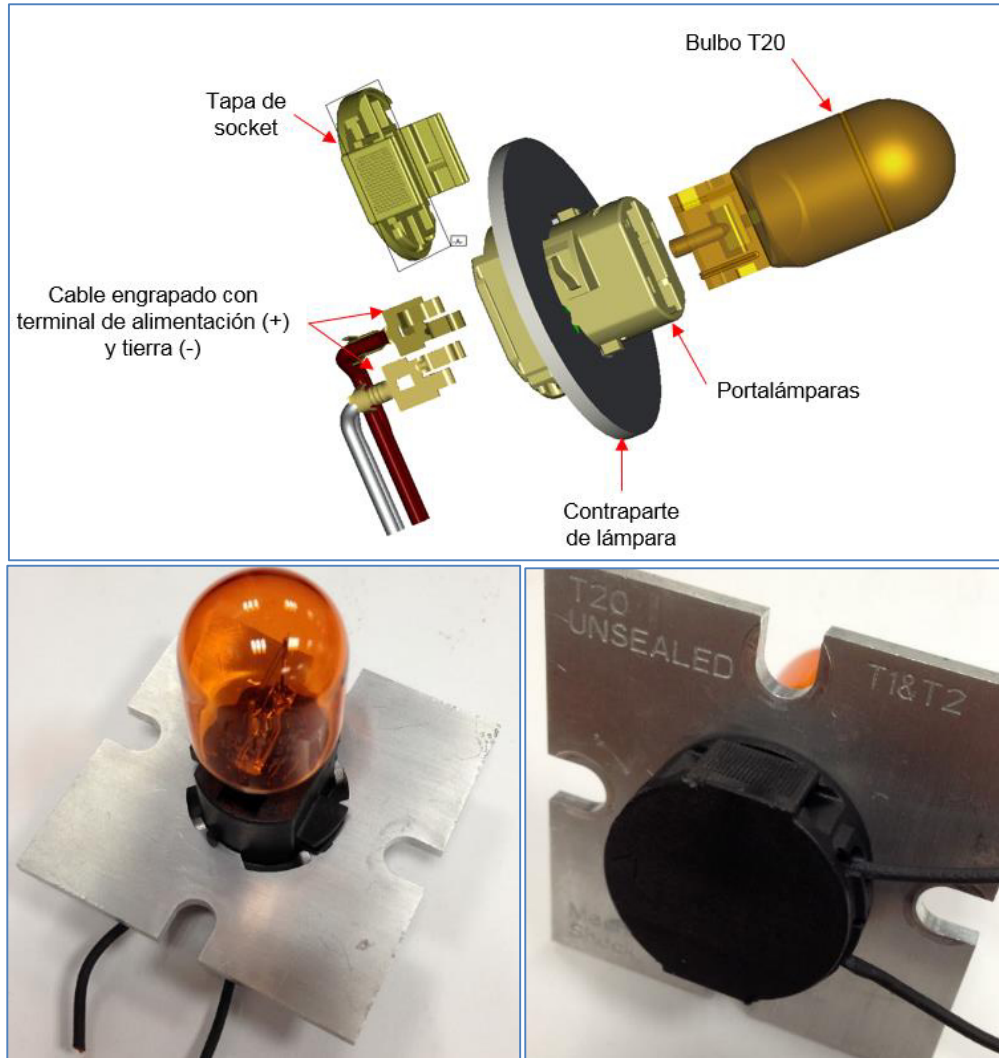


Figura 1.2. Diagrama general de ensamble de portalámparas automotriz como producto y como es ensamblado en la lámpara del automóvil y/o contraparte de montaje para pruebas.

Se le llama portalámpara al dispositivo que se usa para sostener un bulbo, lámpara o foco, es la interfase entre éste mismo y el arnés, o mazo de conexiones principal del vehículo que manda la señal para que realice determinada función en el vehículo. La organización International Electrotechnical Commission (IEC) es

quien determina las normas que rige mundialmente el diseño de estos dispositivos [2].

Existen diferentes necesidades de iluminación en un automóvil, es por ello que existen varias aplicaciones de focos y portalámparas para cada uno de ellos.

Entre las principales aplicaciones de iluminación automotriz están las siguientes (Figura 1.3):

- Luz principal.
- Sistema de LEDs exterior.
- Luz de tablero.
- Luz de guantera.
- Iluminación de cielo.
- Centro de montaje alto de luz de freno o CHMSL (por sus siglas en inglés).
- Luz trasera.
- Iluminación de puerta.
- Sistema de LEDs interior.

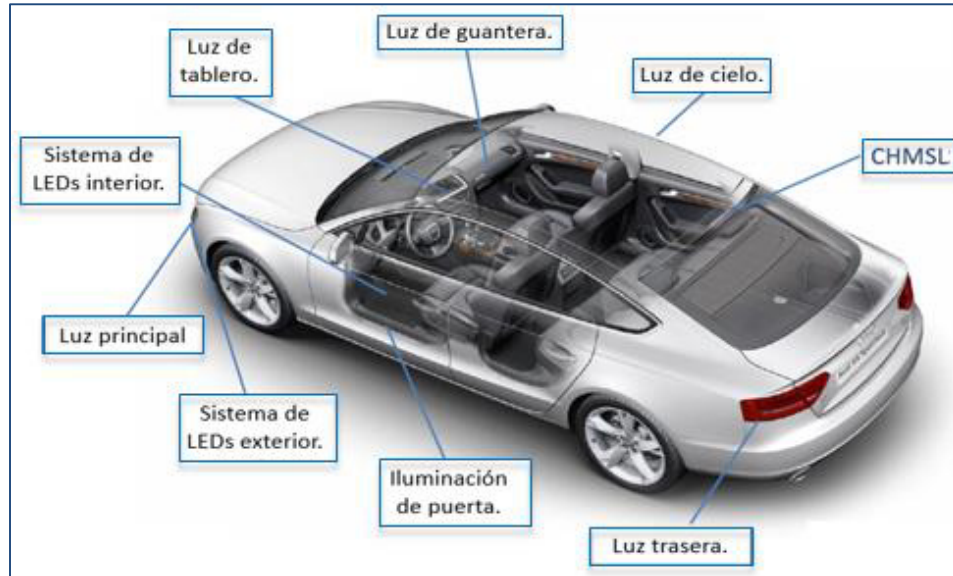


Figura 1.3. Principales aplicaciones de iluminación automotriz.

Las funciones que realiza una lámpara principal (Figura 1.4) son:

- Luz baja.
- Luz alta.
- Luz de circulación diaria o DRL (por sus siglas en inglés.)
- Direccional.
- Intermitente.



Figura 1.4. Ejemplo de lámpara principal automotriz.

Las funciones que realiza una lámpara trasera (Figura 1.5) son:

- Luz trasera.
- Luz frenado.
- Luz reversa.
- Luz de direccional.
- Luz intermitente.



Figura 1.5. Ejemplo de lámpara trasera automotriz.

Esta investigación estará enfocada en un portalámparas que puede ser utilizado en la lámpara principal o trasera.

Este portalámparas corresponde al del foco T20 [3] (Figura 1.6), el cual está diseñado geométricamente para cumplir con la norma internacional IEC 60061-2 7005-105-2 [4], la elección de este modelo de portalámpara se debió a que es uno de los más demandados en cuanto a nuevos proyectos para la empresa en los últimos años.

Este portalámparas tiene las funciones de:

- Direccional.
- Reversa.
- Freno.
- Luz lateral.

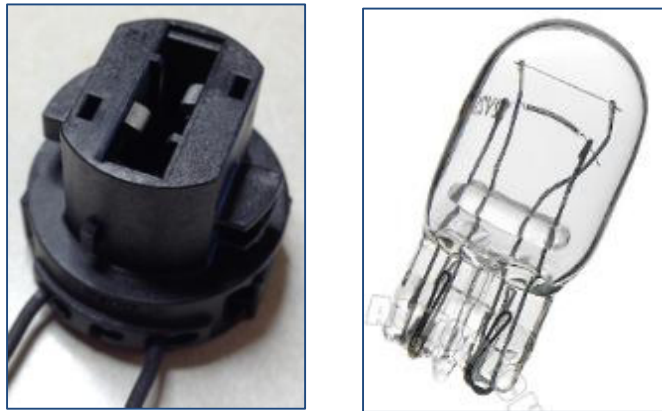


Figura 1.6. Portalámparas modelo T20 tipo no sellado y foco T20.

Este foco tiene una variedad de opciones en las que puede ser conectado en el sistema del carro, los cuales pueden ser portalámparas sellado, no sellado y como fuente de energía externa o EPS (external power supply, por sus siglas en ingles).

Un portalámparas sellado es aquel que tiene la función de mantener hermético el sistema de la lámpara automotriz, y esto se realiza comúnmente por medio de un sello que lleva el portalámparas en la parte externa, y para sellar la parte interna del producto se utiliza una resina epoxica llamada “potting”. Por el contrario, un portalámparas que no requiere tener la función de mantener hermético el sistema por sí mismo, quiere decir que se encuentra ya dentro de un ambiente hermético, es llamado un portalámpara no sellado.

Un portalámpara con función de fuente de energía externa quiere decir que no lleva cables, el socket recibe la energía necesaria para energizar el foco mediante un contacto eléctrico integrado y es mediante otro contacto eléctrico ensamblado en la lámpara y conectado al arnés principal que recibe esta energía.

Cualquier opción seleccionada para usar este foco T20 en el automóvil debe de pasar satisfactoriamente la prueba de vibración a la que se somete este componente de acuerdo a la norma USCAR-15 [5] para asegurar un correcto funcionamiento durante la vida del producto. Los detalles de esta norma serán explicados posteriormente en el Capítulo 2.

1.3 Revisión del estado del arte.

Diferentes estudios han investigado acerca del efecto de la vibración en diversos productos, y entre ellos los más destacados y relacionados con el proyecto de esta tesis se resumen brevemente en esta sección.

Una investigación de nombre "*A methodology for fatigue prediction of electronic components under random vibration load*" fue llevada a cabo por Ron S. Li en el 2001 [6], la cual está enfocada en presentar una metodología de análisis de falla y predicción de fatiga de componentes electrónicos (en este caso una tarjeta electrónica PCB) bajo un ambiente de vibración automotriz.

El desempeño mecánico del componente se estudia mediante elementos finitos, se restringe de acuerdo a su funcionamiento, se le cargan al programa las propiedades del material y se corre el estudio de simulación de excitación aleatoria, la vibración programada fue ruido blanco sobre un rango de frecuencia de 50Hz a 2000Hz con un nivel de aceleración RMS de 12 G RMS.

Al final se comparan los resultados de la simulación con observaciones experimentales para validar la simulación (Figura 1.7) y se pudo concluir que la predicción hecha mediante simulación se cumplió en la experimentación observada, así que una vez validada la simulación esta puede ser utilizada para validar nuevos componentes similares a través de simulaciones de elementos finitos antes de lanzar prototipos físicos.

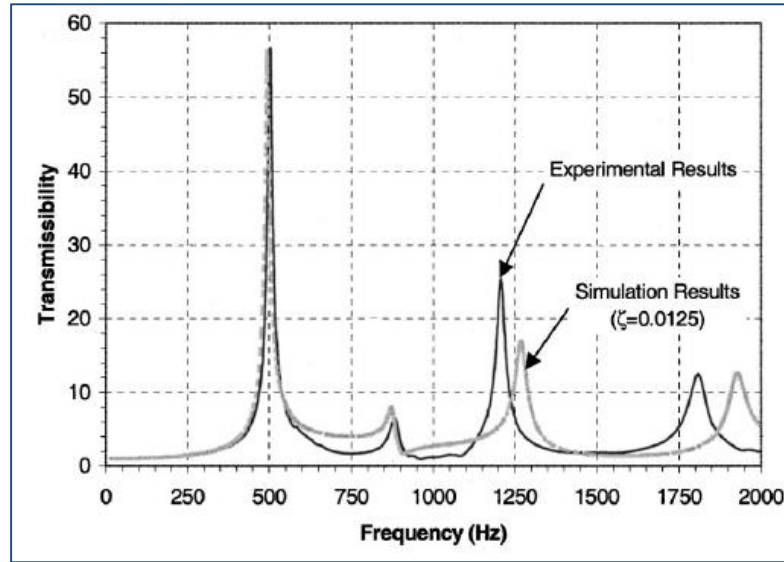


Figura 1.7. Comparación de resultados (Transmisibilidad) por simulación vs experimentación en tarjeta electrónica PCB en un rango de frecuencia de 50Hz a 2000Hz y 12 G RMS [6].

Otra investigación relacionada es la de *“Life prediction for lighting bulb shield designs subjected to random vibration”* realizada por la empresa Visteon Automotive System [7], la cual reportó una metodología para simular la prueba de vibración y predecir la fatiga de un protector usado para focos en lámparas automotrices (Ver Figura 1.8), ésta se realizó mediante un análisis modal para determinar los elementos críticos de distribución de la densidad de energía de deformación. Después se realizó un análisis de respuesta en frecuencia de vibración aleatoria para monitorear el espectro de densidad espectral de potencia de respuesta al esfuerzo (PSD) para los elementos críticos debido a los PSD de entrada de carga “g”, medida en el punto de fijación en las tres direcciones [8].

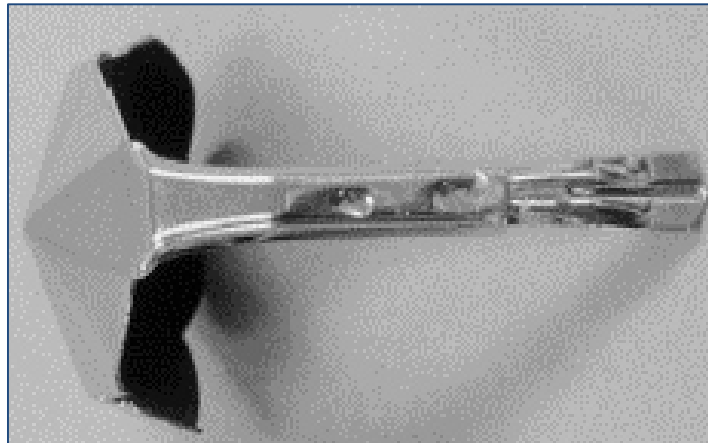


Figura 1.8. Diseño de protector de bulbo utilizado en una lámpara automotriz analizado en la referencia [7].

La vida de fatiga puede calcularse basándose en la Densidad Espectral de Potencia (PSD, por sus siglas en inglés Power Spectral Density) de respuesta al esfuerzo y la curva de respectiva de S-N (S: Esfuerzo, “Stress” en inglés, N: ciclos de vida) utilizando el método de Dirlik [9]. Con este estudio se pudo concluir que la simulación de análisis de fatiga en el dominio de frecuencia ha sido una herramienta muy importante para validar el diseño de un protector de bulbo cuando éste está sujeto a vibración aleatoria, las predicciones de pasa o no pasa han sido consistentes para varios diseños de acuerdo a los resultados y realizar este análisis antes de lanzar herramientas de producción significa un ahorro en costo y tiempo.

También se destaca la investigación llamada “*Development and Correlation of Three Axes Random Vibration Simulation on Automotive Lighting*” [10] realizada por Curt D. Schrader y Frances K. N. Hilburger, en la cual buscan desarrollar y validar una simulación de vibración aleatoria usando el análisis elementos finitos, ya que con esta herramienta piensan generar diseños y conceptos de lámpara automotrices sin construir prototipos costosos.

Para este estudio se realizó una simulación de elementos finitos para predecir la respuesta de una lámpara automotriz que se somete a vibración aleatoria, primero que nada se extrajeron las frecuencias modales, en la Figura 1.9 se observa el resultado del primer modo de deflexión. Para posteriormente simular en conjunto el perfil de vibración aleatoria con la carga G determinada. Teniendo como resultados del software valores de esfuerzo y deformación RMS (Root Mean Square por sus siglas en inglés, media cuadrática que es encontrado por la integral del PSD entre el rango de frecuencia) [11] [12].

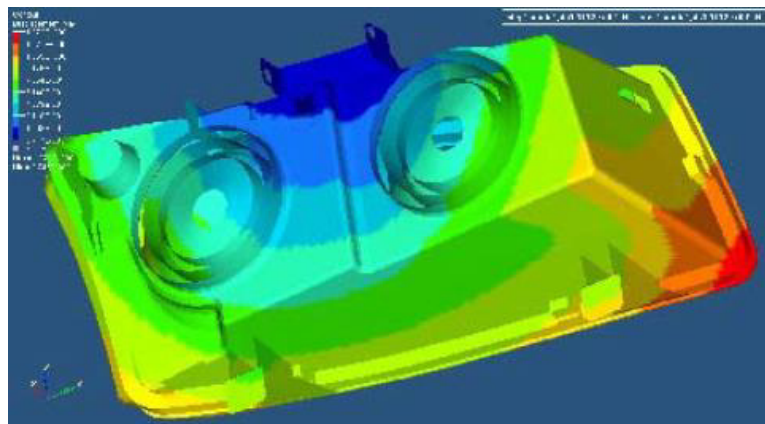


Figura 1.9. Simulación modal de lámpara automotriz, modo de deflexión número 1 [10].

Después se realizó un método de correlación con valores medidos en experimentación de laboratorio para verificar la utilidad de la simulación, en la cual se midió la deformación que ocurre sobre la lámpara durante la prueba, y aunque normalmente se busca conocer el esfuerzo, para correlacionar los resultados se utilizó la deformación por ser mucho más sencillo medirlo experimentalmente cuando el producto está siendo vibrado. En la Figura 1.10 se muestra la preparación de la prueba.



Figura 1.10. Preparación de prueba de vibración experimental en lámpara automotriz para la búsqueda de una correlación del patrón de deformación [10].

Al final de este trabajo se logró demostrar una buena correlación con resultados dentro del 10% de precisión entre la simulación y la experimentación, así que los resultados de la simulación pueden ser confiables para hacer buenos juicios en cuanto a si el producto sobrevivirá con éxito la vibración aleatoria o no.

Existen diversos trabajos relevantes para este estudio que aunque no son directamente relacionados a la industria automotriz, presentan conceptos relacionados. Por ejemplo, la investigación nombrada “*Comparison of Traditional and Finite Element Solutions to Random Vibration Problems*” de S. K. Tsang [13] en la cual se presentan un par de ejemplos donde se utiliza la correlación para demostrar que las predicciones de esfuerzo usando un enfoque tradicional basado en cargas estáticas son aceptables para propósitos de diseño, pero las

estimaciones de respuesta de desplazamiento de velocidad y aceleración pueden ser peligrosamente optimistas.

El ejemplo 1 es una viga tubular restringida totalmente de traslación y rotación en su base, como se describe en la Figura 1.11.

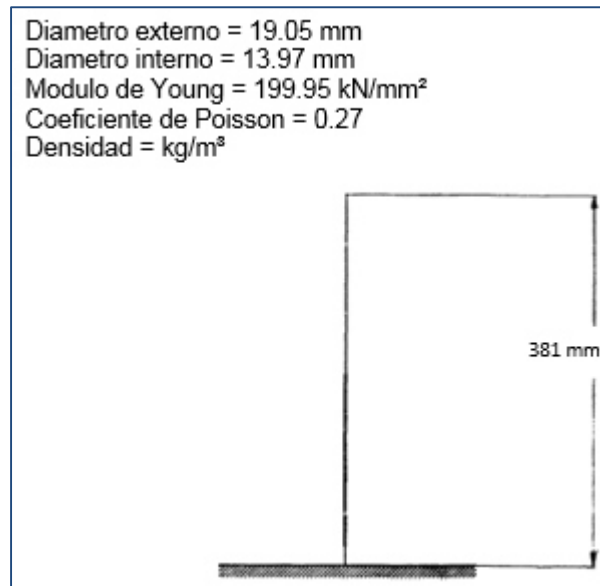


Figura 1.11. Detalles de un ejemplo de viga para estudio de correlación de resultados por elementos finitos y matemáticos [13].

Las primeras tres frecuencias naturales son encontradas en base a simulación de elementos finitos y matemáticamente [14] como se muestra en la Figura 1.12, donde f_n es la frecuencia natural.

Modo	f_n (Elementos finitos)	f_n (Matemático)	% Diferencia
1	114.6 Hz	115.29 Hz	0.6
2	704.5 Hz	704.57 Hz	0.01
3	1917.79 Hz	2020.86 Hz	5.37

Figura 1.12. Resultados de correlación presentados por [13] donde se resumen los resultados de elementos finitos y cálculos matemáticos.

Este estudio realizado con una estructura hipotética y condiciones ideales ha revelado que la correlación entre resultados de elementos finitos y los cálculos son influenciados por varios factores tales como el amortiguamiento y el número de modos considerados, y basado en estos descubrimientos se pudo concluir que la estimación para el esfuerzo es segura cuando la excitación de vibración aleatoria de la viga es reemplazada por una carga estática equivalente.

En el artículo “*Experimental and Modeling Studies Towards Random Vibration*” de G Pandiyanayagam, Prashant Bardia y Yuvraj Patil publicado en la SAE (Society of Automotive Engineers por sus siglas en inglés) [15], se busca desarrollar una metodología para entender y predecir el comportamiento dinámico del sistema usando varias aproximaciones (teórica, numérica y experimental). La respuesta modal del modelo se adquiere a través de la teoría de vibración para sistemas continuos. Así mismo, el mismo modelo es analizado por elemento finito y también experimentalmente, determinando sus propiedades dinámicas tales como frecuencias modales, formas modales, etc. Estos resultados fueron desarrollados con una viga en cantiléver para simplificar el modelo debido a que una tarjeta PCB que usa soldadura, adhesivos, etc, presenta muchas variables no lineales.

De la misma manera estos resultados son obtenidos mediante simulación de elementos finitos y experimentación, en las referencias [16] [17] se puede encontrar más información sobre la metodología de experimentación realizada para obtener estos resultados, ver Figura 1.13.

Bend. mode	Natural frequency (Hz)			Difference (%)	
	Theor.	Num.	Expt.	Expt.- Theor.	Expt.- Num.
1	16.71	16.74	-	-	-
2	104.72	104.85	98.4	6.42	6.55
3	293.22	293.69	-	-	-
4	574.60	576.60	532.1	7.98	8.37
5	949.86	953.46	1186.1	19.9	19.6
6	1418.93	1426.2	1350.7	5.05	5.59
7	1981.80	1994.4	1921.1	3.15	3.81
8	2638.50	2658.1	2529.9	1.9	5.06
9	3389.00	3416.6	3307.1	2.47	3.31
10	4233.32	4269.6	4164.26	1.67	2.53

Figura 1.13. Comparación de frecuencias naturales obtenidas teóricamente, mediante simulación de elementos finitos y experimentalmente [15].

Después se calculó la transmisibilidad que presenta la viga mediante elemento finito y experimentalmente, y se obtuvieron los resultados que se muestran en la Figura 1.14.

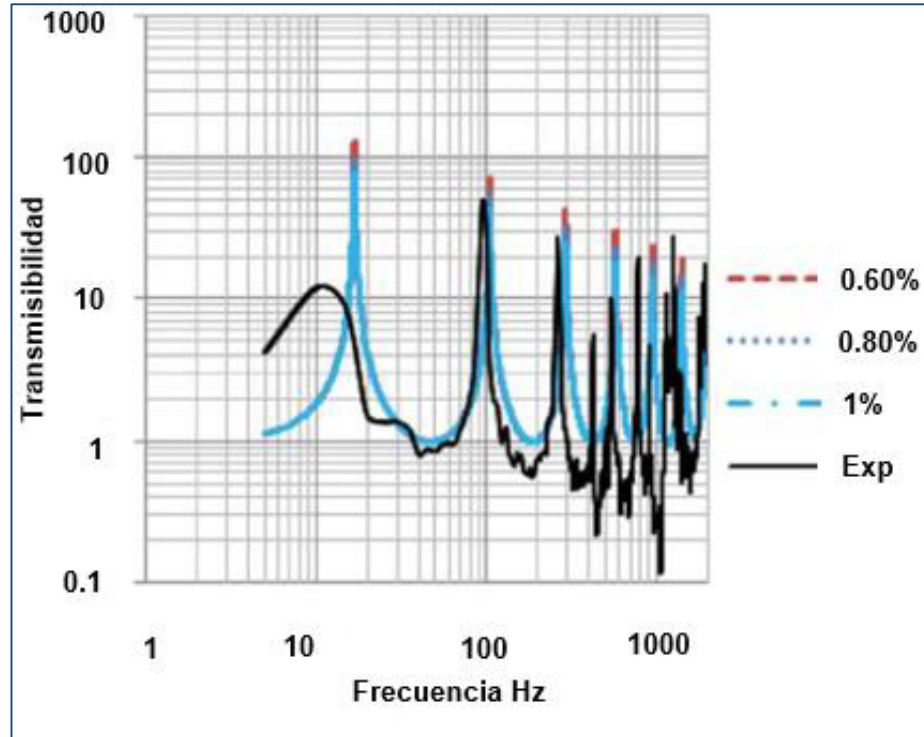


Figura 1.14. Gráfica de transmisibilidad elementos finitos vs Experimentación en una viga en cantiléver [15].

Con esta correlación se pudo validar la metodología de vibración aleatoria, comparando los resultados matemáticos, simulados y experimentales. Después, se pudo encontrar mediante la comparación con los resultados experimentales el mejor valor de amortiguamiento, el cual es muy importante para análisis dinámicos.

1.4 Objetivo general.

Basado en la revisión bibliográfica y necesidad actual, se busca proponer una metodología para validar nuevos desarrollos de portalámparas mediante simulación de análisis modal, simulación de vibración aleatoria y validación con pruebas experimentales, con el fin de analizar el ensamble del portalámparas desde sus primeras etapas del diseño, y predecir alguna probabilidad de presentar un riesgo de falla que pudiera ser provocado por una resonancia al momento de su validación final en laboratorio.

Objetivos Específicos:

- Realizar simulación de análisis modal mediante técnicas de elementos finitos para determinar las frecuencias naturales del producto.
- Realizar simulación de análisis de vibración aleatoria mediante técnicas de elementos finitos para conocer la respuesta a la frecuencia y analizar los niveles y zonas de esfuerzos provocados por la misma vibración aleatoria.
- Realizar pruebas experimentales de búsqueda de resonancia antes y después de someter el sistema del portalámparas a 6 horas de vibración aleatoria para comparar los resultados de la respuesta a la frecuencia con la simulación numérica por elemento finito.
- Analizar los resultados de las principales variables presentes en el diseño de un portalámparas para verificar el impacto en la funcionalidad y vida útil del mismo al estar expuesto a diferentes niveles de frecuencia durante su operación con el fin de validar la metodología.

Limitantes:

- En este proyecto no se considera el efecto de la temperatura en la vibración que se requiere en la prueba de vibración de la norma USCAR-15, esto debido a las limitantes para poder realizar la experimentación con estas 2 consideraciones al mismo tiempo y además con el fin de centrar la atención primero que nada en el estudio y efecto de la vibración en el producto.
- Otra limitante no considerada es el efecto de la corriente durante la prueba de vibración, esto quiere decir que la prueba de vibración y simulación hechas no fueron con focos energizados, la corriente provoca un incremento de temperatura en las terminales y por lo tanto en el portalámparas el cual pudiera provocar un cambio en sus frecuencias naturales.
- El producto fue simplificado para fines de estudio, no se considera la experimentación y simulación con el foco ensamblado.

Estas limitantes podrían ser consideradas y estudiadas en futuras investigaciones con el fin de ampliar el conocimiento de la respuesta a la vibración del producto con algunas características adicionales no cubiertas en esta tesis, para ello ya se podrá contar con una propuesta de metodología que sirva como base para las siguientes investigaciones.

1.5 Justificación.

1.5.1 Metas Científicas.

Desarrollar una simulación por elementos finitos de análisis modal y vibración aleatoria del ensamble de portalámparas y terminales, validada con pruebas experimentales, para encontrar la frecuencia natural del mismo y verificar si el diseño del portalámparas presenta frecuencias naturales dentro del rango de frecuencia en el que se valida experimentalmente según lo especificado en la norma USCAR-15, además de conocer por medio de la simulación las zonas del producto que se encontrarían sometidas a un nivel de esfuerzo mayor debido a la vibración aleatoria.

Desarrollar una metodología de validación por elemento finito y experimental en la que se pueda analizar si un nuevo diseño de portalámparas pudiera estar en riesgo de presentar problemas de resonancia y concentración de esfuerzo considerable al momento de estar expuesto a vibración aleatoria en campo.

Todo esto ayudará a mejorar la estructura del producto con el fin de disminuir el número de iteraciones de diseño para lograr el producto final deseado con mejores características, esto a su vez dará mayor seguridad al momento del lanzamiento del herramental necesario para la producción y evaluación final de funcionalidad del producto, evitando costos elevados en la última etapa del desarrollo necesarios para corregir problemas o errores de diseño.

1.5.2 Implementación dentro de la Industria.

La implementación se llevará a cabo en el departamento de diseño y desarrollo de la empresa Cemex Mex, el cual realiza conceptos y desarrolla diseños nuevos de acuerdo a las necesidades y requerimientos de los clientes por lo que el análisis dinámico vibratorio desarrollado de las principales características y variables de un portalámparas será de gran utilidad para conocer y analizar los efectos que representaría en cuanto a su frecuencia natural, con lo cual se podría mejorar el diseño desde su conceptualización para que durante la validación y/o vida útil del componente este pueda soportar las cargas a las cuales está sujeto.

Además la metodología de validación por simulación de elemento finito y experimental de la frecuencia natural de un portalámparas podrá ser usada en futuros desarrollos para estas mismas u otras variables que se necesiten, esto con el fin de mejorar la calidad de los productos desde una etapa temprana del desarrollo disminuyendo los costos de prototipos y/o cambios de ingeniería ya en producto terminado.

1.5.3 Hipótesis.

Caso 1: Reducción de número de soportes de portalámpara (“lug patterns” por su significado en inglés).

La reducción del número de “lug patterns” (Figura 1.15) ocasionará una reducción en la fuerza de sujeción del portalámparas con la lámpara, y a su vez este factor provocará una frecuencia natural menor la cual podría provocar que el ensamble esté más cerca o entren una o más frecuencias naturales en la zona de resonancia durante la prueba de vibración USCAR-15.

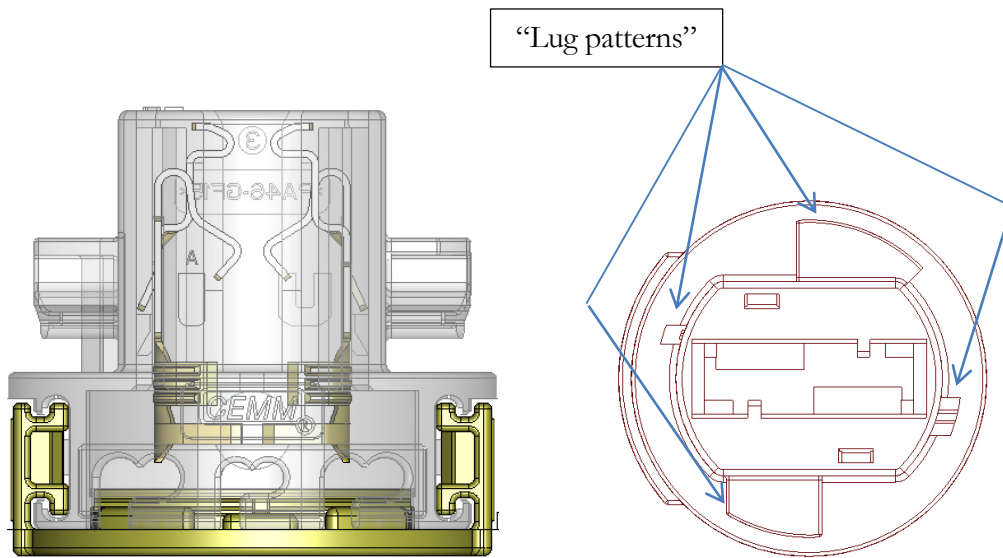


Figura 1.15. Cuatro “Lug Pattern” son utilizados actualmente en el Portalámparas T20 tipo no sellado de la empresa Cemm-Thome.

Caso 2: Eliminación de restricción de movimiento en terminales por uso de resina epoxica (*potting*).

La eliminación de la restricción de movimiento de las terminales por el uso de la resina epoxica (Figura 1.16), *potting*, ocasiona que las terminales se encuentren restringidas rígidamente, por lo que al presentar un menor grado de libertad en las mismas el ensamble de portalámparas cambiará su frecuencia natural provocando que el ensamble tenga frecuencias naturales más altas y por lo tanto más alejadas de la zona de resonancia que el producto pudiera presentar durante la prueba de vibración USCAR-15.



Figura 1.16. Portalámparas T20 sin resina epoxica aplicada (izquierda) y Portalámparas T20 con resina epoxica aplicada (derecha).

1.6 Metodología.

El presente proyecto de tesis tiene contemplado las siguientes etapas:

1. Realizar un estudio de arte, que permita conocer el fenómeno de la resonancia en ensambles electrónicos automotrices, así como las opciones de simulación por elementos finitos de vibración tipo aleatoria. En esta etapa está contemplada una búsqueda de artículos en diferentes bases de datos; además, mediante esta etapa se podrán observar los alcances y limitaciones de las investigaciones desarrolladas. El resultado de esta búsqueda permitirá elaborar un reporte técnico.
2. Desarrollar un modelo para una simulación de análisis modal por medio de elementos finitos del ensamble (portalámparas, terminales, tapa y contraparte), para conocer las frecuencias naturales y los modos que el producto estaría presentando. Para esto se tomarán en cuenta las restricciones de movimiento que el producto tendrá en funcionamiento, esto con el fin de desarrollar una simulación que reproduzca lo más cercano a la realidad el comportamiento que el producto estaría teniendo al momento de la vibración.

3. Para ampliar la información obtenida en la simulación de análisis modal, se realizará un análisis de vibración aleatoria para monitorear la respuesta a la frecuencia debido a una carga de aceleración G (PSD) determinada, medida en el extremo del portalámparas más cercano a su zona funcional crítica (cerca de donde es ensamblado el foco) para encontrar la peor condición.
4. Realizar un barrido de frecuencia experimental de ensamble (portalámparas, terminales, tapa y contraparte), reproducir prueba de vibración aleatoria experimental y volver a realizar barrido de frecuencias para validar los resultados de simulación modal antes y después de ser sometidos a una prueba de durabilidad.
5. Realizar prototipos de las variables dadas en la hipótesis para analizar el impacto en la frecuencia natural del ensamble, así como analizar si con estos cambios el ensamble tendría un efecto después de someterlo a 6 horas de vibración aleatoria. Realizar el estudio tanto por simulación de elementos finitos como experimentalmente para hacer una correlación de los resultados.
6. Analizar los resultados de cada hipótesis validados tanto por elementos finitos como experimentalmente para que sirva de consulta y guía para que los siguientes desarrollos de portalámparas nuevos puedan seguir la metodología realizada.

1.7 Cronograma de actividades.

No.	Actividad	2014 (Bimestres)						2015 (Bimestres)					
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
1	Realizar estudio del arte.												
2	Desarrollar modelo de simulación por elementos finitos modal.												
3	Complementar modelo de simulación modal con vibración aleatoria.												
4	Realizar barrido de frecuencias y vibración aleatoria.												
5	Realizar prototipos de hipótesis para validar por simulación y experimentalmente.												
6	Análisis de las variables estudiadas y metodología de validación.												

1.8 Infraestructura.

La infraestructura con la que se cuenta para poder llevar acabo esta investigación es un laboratorio para pruebas dinámicas dentro del Centro de Investigación e Innovación en Ingeniería Aeronáutica de la UANL. Entre el equipo con el que cuenta para realizar diferentes pruebas experimentales se encuentra un generador de vibraciones con una capacidad de 100 kg (máximo) de masa; este excitador se utiliza para probar la resistencia y durabilidad de diferentes objetos y sistemas a las vibraciones en diversas condiciones extremas.

También se cuenta con equipo de análisis y captura de señales en tiempo real: analizadores de señal multicanal, diferentes tipos de sensores (acelerómetros, por ejemplo), medidores de fuerza piezoeléctricos y sistemas de generación de vibración para análisis modal.

Para el desarrollo de la simulación de elementos finitos se tiene una estación de trabajo especial dedicada para simulaciones dentro de la empresa Cemex Mex, la cual cuenta con licencia de ANSYS Mechanical V15.

1.9 Contenido de la tesis.

La estructura y contenido de la tesis se presenta de manera general en esta sección. En el Capítulo 2 se presentan los conceptos fundamentales de teoría de vibraciones mecánicas y pruebas vibratorias necesarios para comprender el desarrollo de este proyecto.

Posteriormente, en el Capítulo 3 Simulación de pruebas vibratorias se desarrolla la simulación por elementos finitos de análisis modal y vibración aleatoria que servirán para el análisis de las hipótesis expuestas. El procedimiento y resultados experimentales se presentan en el Capítulo 4.

Mediante esta etapa de experimentación se comprueba o validan los resultados simulados en el capítulo anterior, además sirve de retroalimentación para mejorar la simulación.

Por último, en el Capítulo 5 se presentan las conclusiones finales del proyecto así como las recomendaciones para en un futuro ampliar el desarrollo y conocimiento de este proyecto.

CAPITULO 2. TEORÍA FUNDAMENTAL DE PRUEBAS DE VIBRACIÓN.

2.1 Introducción.

La vibración está a nuestro alrededor, desde los terremotos que sacuden el suelo y los edificios, a la resonancia de una cuerda de un violín para producir un tono musical. Todas las estructuras de los puentes y aviones hasta unos ordenadores portátiles y reproductores MP3 están expuestas a ambientes con vibración durante su vida [18]. Debido a esto, es importante para los ingenieros considerar sus efectos desde etapas tempranas de diseño, para evitar futuras fallas o complicaciones.

El objetivo de este capítulo es comprender los conceptos que rodean a la vibración para poder hacer un análisis de la respuesta a la misma de un producto, en este caso un portalámparas, y con esto poder diseñar un producto más seguro y robusto. En este capítulo se presenta de manera general la teoría de pruebas vibratorias, sus conceptos básicos, la importancia, su objetivo, el procedimiento y su criterio de aceptación con el que se rigen en el medio automotriz para poder ser aceptados por las principales armadoras en cualquier parte del mundo.

2.2 Teoría básica de vibraciones mecánicas.

2.2.1 Fundamentos.

De manera muy general, se pueden establecer tres tipos generales de vibración: vibración armónica o periódica, vibración aleatoria (también llamada random en inglés) y vibración transitoria o de impacto. En el caso de la vibración periódica, la forma más sencilla es la llamada sinusoidal, por seguir el patrón de una función seno o coseno. El caso de vibración transitoria o de impacto no será tratado en esta tesis.

La vibración sinusoidal se caracteriza por una excitación deliberada a una única frecuencia en un momento dado, mientras que la vibración aleatoria se considera como algo que ocurre en todas las frecuencias en el rango de interés al azar en el tiempo; la amplitud de la vibración en cualquier frecuencia dada en un momento particular es una base estadística.

Aproximaciones muy similares a la vibración sinusoidal [18] se pueden encontrar en la naturaleza y los sistemas físicos, aunque no de manera exacta, por ejemplo en la vibración de maquinaria puramente rotativa, motores eléctricos. Sin embargo, el concepto de vibración sinusoidal proporciona una herramienta de ingeniería excelente que permite comprender las vibraciones complejas por su desglose de las excitaciones en un tono simple. Algunos ejemplos de vibración sinusoidal incluyen una rueda que gira sobre un engranaje de aterrizaje de aeronaves, el rotor girando de un helicóptero, entre otros.

Es importante entender que con la vibración sinusoidal, la relación entre la aceleración, velocidad y desplazamiento están fijas y dependientes de la frecuencia. No se puede variar uno de estos tres parámetros sin afectar a otros, y en consecuencia, se debe de considerar a todos ellos al mismo tiempo cuando se especifican u observan en la gráfica de vibración sinusoidal. Los tres parámetros de aceleración, velocidad y desplazamiento son todos cantidades escalares lineales y en ese sentido, en cualquier frecuencia dada, cada uno tiene una relación constante, proporcional con el otro y puede ser consultados en la Figura 2.1. Todos estos parámetros se trazan contra el tiempo y por lo tanto se refieren típicamente como historias de tiempo.

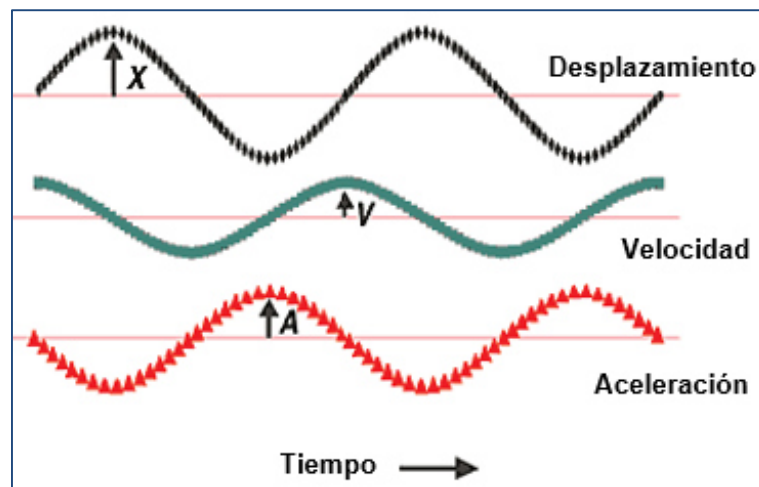


Figura 2.1. Gráfica de forma de onda sinusoidal expresada en amplitud de desplazamiento (X), velocidad (V) y aceleración (A), en función del tiempo, también conocida como respuesta en tiempo [18].

El sistema masa resorte amortiguador (M-K-C donde M representa la masa, K es la constante de rigidez o resorte y C es la constante de amortiguamiento) es la forma más general y sencilla de representar un cuerpo para su análisis dinámico, el sistema se muestra en la Figura 2.2.

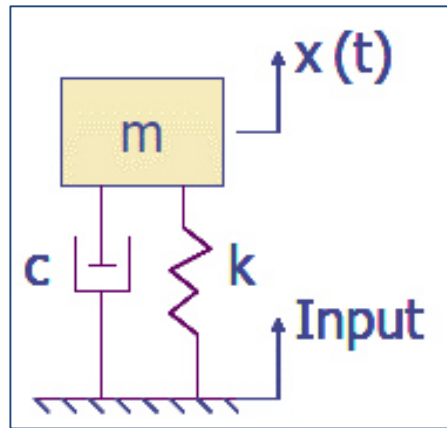


Figura 2.2. Diagrama de sistema masa-resorte-amortiguador, donde m =masa, k = constante de rigidez, c = constante de amortiguamiento, Input = entrada, $x(t)$ = respuesta con respecto al tiempo [18].

2.2.2 VIBRACIÓN ALEATORIA.

La vibración aleatoria [18] es en la cual un valor instantáneo no es predecible con la información disponible. Esta vibración se genera, por ejemplo, por los motores de cohetes, los flujos turbulentos, terremotos y movimiento sobre superficies irregulares. Para un sistema de masa-resorte-amortiguador excitado aleatoriamente, se muestra a continuación una historia de tiempo típica (Figura 2.3). Es el movimiento en muchas frecuencias al mismo tiempo. La amplitud a estas frecuencias varía aleatoriamente con el tiempo.

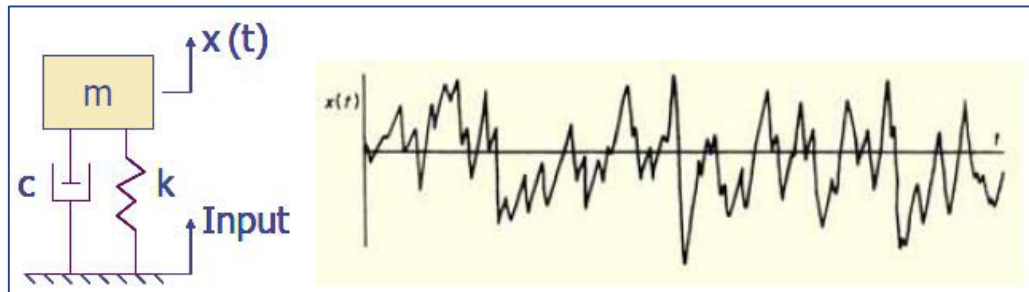


Figura 2.3. Gráfica típica aleatoria [18] de respuesta a la frecuencia con respecto al tiempo para un sistema masa-resorte-amortiguador.

La característica más obvia de vibración aleatoria es que no es periódica. A pesar del carácter irregular de la función, muchos fenómenos aleatorios (incluyen todos los eventos mencionados anteriormente) exhibe un cierto grado de regularidad estadística (por ejemplo una señal aleatoria estacionaria). El conocimiento de la historia pasada de movimiento aleatorio es adecuado para predecir la probabilidad de ocurrencia de diferentes magnitudes de aceleración y de desplazamiento, pero específico. Ciertos procedimientos estadísticos (por ejemplo, promedio, media, desviación estándar, etc) pueden ser aplicados para establecer las características útiles en el diseño.

2.2.3 Frecuencia natural y resonancia.

La frecuencia natural es la frecuencia a la cual un sistema vibra naturalmente una vez que este ha sido puesto en movimiento [19]. Por ejemplo, se puede considerar una simple viga fijada en un extremo y con una masa anexa en su extremo libre, como se muestra en la Figura 2.4. Si la viga es empujada hacia abajo, y luego se libera, la viga oscilará a su frecuencia natural.

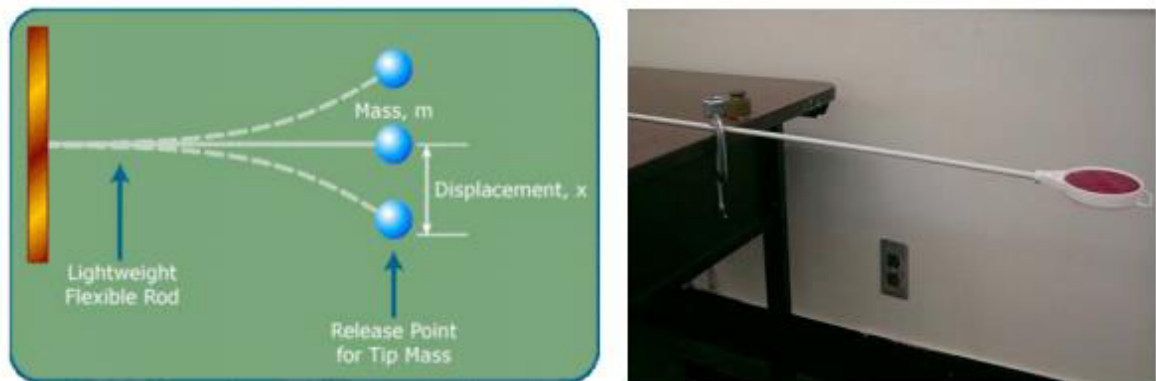


Figura 2.4. Diagrama y ejemplo de viga en cantiléver para observar el concepto de frecuencia natural [19].

Para un sistema de un grado de libertad, sin amortiguamiento, la frecuencia natural puede ser calculada usando la formula simple:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Dónde:

f_n es la frecuencia natural en Hertz (ciclos / segundo).

k es la rigidez de la viga en N/m.

m es la masa en kg.

La resonancia es la acumulación de una larga amplitud de vibración que ocurre cuando una estructura o un objeto son excitados en su frecuencia natural. La resonancia puede ser deseada o indeseada. La resonancia acústica, una resonancia deseada, ocurre en muchos diferentes instrumentos musicales. La resonancia indeseable puede ocasionar que puentes se colapsen, que alas de avión se quiebren, que maquinaria falle o presente mal funcionamiento.

La resonancia en el cuerpo humano también está presente, la frecuencia natural de una persona se encuentra alrededor de 1 Hz, ya que es la frecuencia a la que normalmente caminamos [20]. Cuando un automóvil se diseña, se necesita estudiar, probar y validar la vibración que este generará para que el conductor y las personas que vayan abordo no presenten malestares debido a la resonancia que pudiera ocasionar en ellas. A frecuencia muy bajas el cuerpo humano presenta mareos entre 0.5 y 0.75 Hz, de 5 a 7 Hz el cuerpo presenta resonancia y de 18 a 20 Hz presentan resonancia la cabeza y el cuello (ver Figura 2.5).

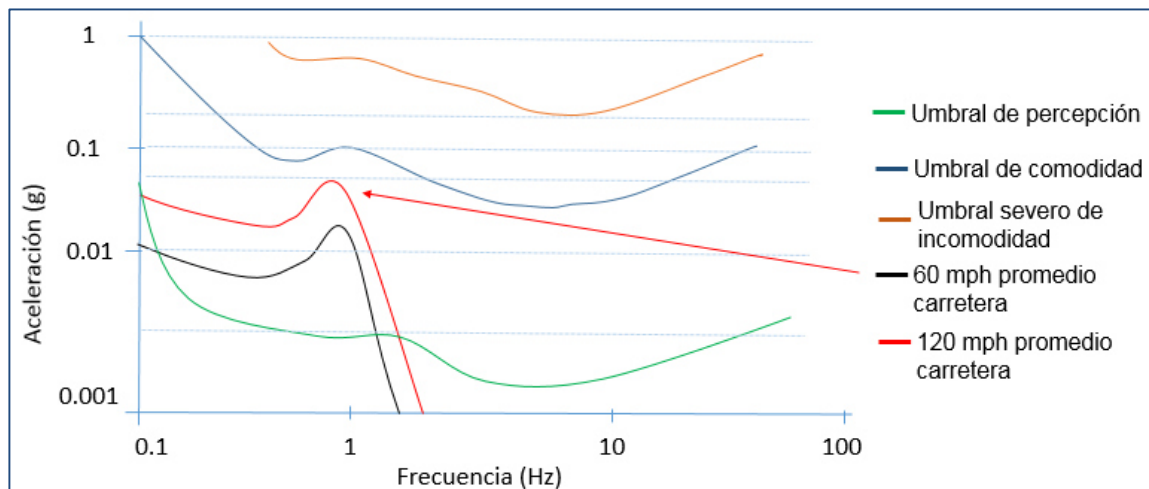


Figura 2.5. Umbral del cuerpo humano (tolerancia y percepción) el cual es el mejor de acuerdo a estudios de confort para el cuerpo humano [20].

2.2.4 Densidad Espectral de Potencia (Power Spectral Density – PSD).

En el caso de la vibración aleatoria se dice que contiene energía en todas las frecuencias dentro de la banda de frecuencias especificada pero no excitación a cualquier frecuencia única o específica. Mientras que el nivel de vibración instantánea no es predecible, es posible predecir la vibración en términos estadísticos, tales como la distribución de probabilidad de la amplitud de la vibración, el nivel de vibración cuadrada media, y el espectro de frecuencia media. La manera habitual de describir el movimiento aleatorio es en el dominio de la frecuencia por una función de densidad espectral de potencia. El espectro de densidad de potencia (PSD) de la vibración de prueba aleatoria es definido por el conjunto en general dividido en bandas de frecuencia estrechas. La potencia es medida por el promedio de varias transformadas rápidas de Fourier (FFT) que resultan de cada banda. Una gráfica de PSD amplitud contra frecuencia proporciona una forma de caracterizar este complejo proceso aleatorio en un formato visual [18].

La Figura 2.6 es una gráfica típica que describe la densidad de aceleración mediante las unidades de G^2 por Hz (Donde G es gravedad RMS)

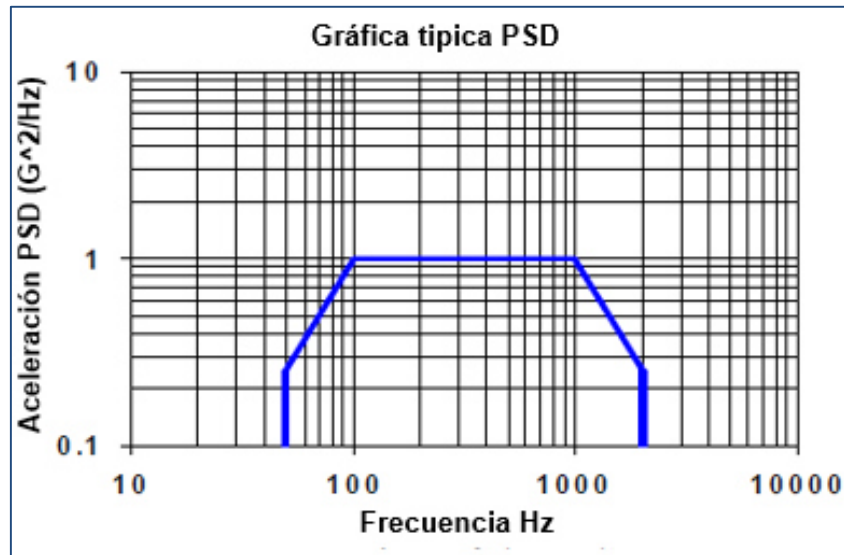


Figura 2.6. Gráfica típica de PSD [18] en donde se representa en el eje vertical “Y” la aceleración PSD (G^2/Hz) y en el eje horizontal “X” el rango de frecuencia (Hz).

2.2.5 Análisis Modal.

Se define análisis modal como un proceso por el cual se describe una estructura en términos de sus características naturales las cuales son frecuencia, amortiguamiento, y formas de los modos, es decir sus propiedades dinámicas. En muchas ocasiones se puede explicar análisis modal en términos de modos de vibración de una estructura simple, como una placa. Esta explicación es usualmente útil para ingenieros que son nuevos en vibraciones y análisis modales [21].

Se considera una placa rectangular con soporte libre, ilustrada en la Figura 2.7. Se le aplica una fuerza variable a una de sus esquinas. Se considerará una frecuencia fija de oscilación de la fuerza constante. Después se cambiara la frecuencia de oscilación de la frecuencia manteniendo la amplitud en el mismo valor. También se medirá la respuesta de la placa debido a la excitación con un sensor de aceleración fijo en una de las esquinas de la placa.

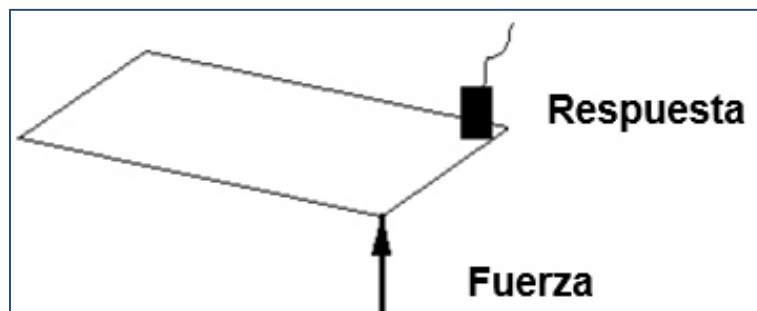


Figura 2.7. Excitación de placa simple, respuesta de una placa a una fuerza ejercida [21].

Cuando se mide la respuesta en la placa se notará que la amplitud cambia de acuerdo al cambio en la frecuencia de oscilación de la fuerza de entrada (Figura 2.8).



Figura 2.8. Respuesta en tiempo registrada por un sensor de aceleración en la placa simple [21].

La respuesta se amplifica cuando se aplica una fuerza con una velocidad de oscilación que se acerca más y más a alguna de las frecuencias naturales (o frecuencias de resonancia) del sistema y alcanza un máximo cuando la frecuencia de oscilación coincide en la frecuencia de resonancia del sistema.

Si se toma la información de tiempo y se transforma al dominio de la frecuencia usando la transformada rápida de Fourier (FFT, Fast Fourier Transform por sus siglas en inglés [22]) se obtiene la función de respuesta en frecuencia (Figura 2.9).

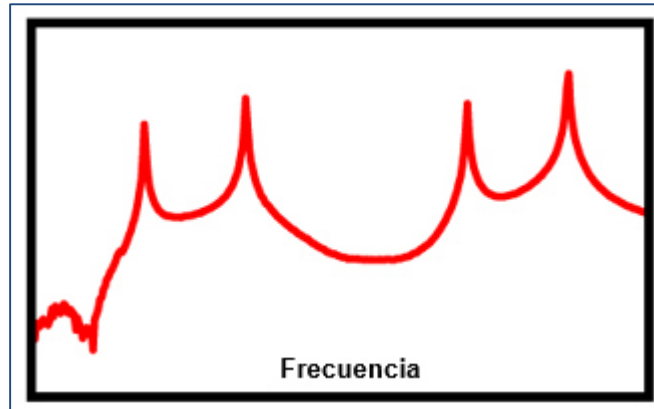


Figura 2.9. Función de respuesta en dominio de la frecuencia de la placa simple, donde se observa fácilmente las frecuencias de resonancia [21].

Se puede ver que hay picos en esta función los cuales ocurren en las frecuencias naturales del sistema. Y se puede notar que estos picos ocurren en las frecuencias donde la respuesta en tiempo fue observada al tener máxima respuesta correspondiendo a la velocidad de oscilación de la excitación de entrada. Estos picos de respuesta se conocen como resonancias, y surgen como efecto de una fuerza variable externa de igual frecuencia a alguna de las frecuencias naturales del sistema.

Cuando se empalma la gráfica de tiempo con la de frecuencia, lo que se puede notar es que la velocidad de oscilación en el tiempo (en el cual el tiempo alcanza su máximo valor) corresponde a la frecuencia donde el pico de la función de respuesta en frecuencia alcanza un máximo (Figura 2.10).

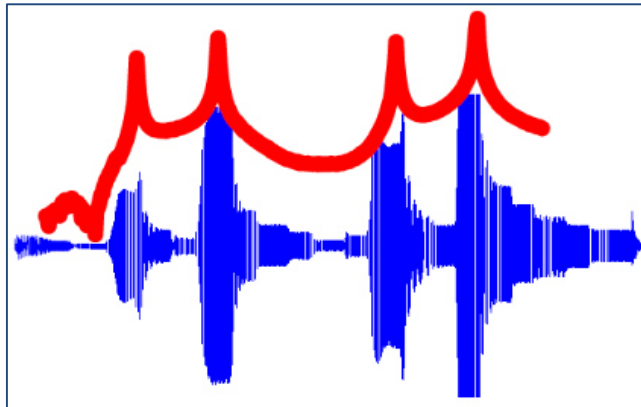


Figura 2.10. Comparación de gráfica de función de respuesta en tiempo y gráfica en dominio de la frecuencia [21].

Así es cómo se puede observar que tanto la respuesta en tiempo y la función de respuesta en frecuencia son útiles para determinar donde ocurren estas frecuencias naturales. Sin embargo, la función de respuesta en frecuencia revela más información oculta en la historia en tiempo.

Ahora se muestra qué ocurre con el patrón de deformación en la estructura en cada una de estas frecuencias naturales. Si se colocan varios acelerómetros distribuidos en la placa y se mide la amplitud de la respuesta de la placa con diferentes frecuencias de excitación, al observar cada una de las frecuencias de resonancia, se observará un patrón de deformación que existe en la estructura (Figura 2.11).

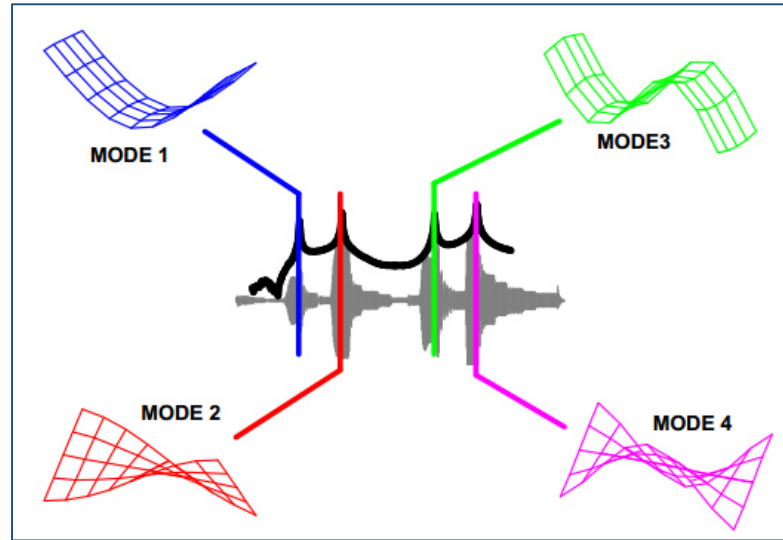


Figura 2.11. Patrones de deformación en una placa rectangular simple, formas modales [21].

La figura muestra los patrones de deformación que resultarían cuando la excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema. Se observa que en la primera frecuencia natural hay un patrón de deformación de doblez en la placa mostrado en azul (modo 1). En la segunda frecuencia natural existe el primer patrón de deformación de torsión en la placa mostrado en rojo (modo 2). Observando la tercera y cuarta frecuencia natural, se observa el segundo patrón de deformación de doblez y torsión en verde (modo 3) y rosa (modo 4), respectivamente. Estos patrones de deformaciones son conocidos como formas modales, o simplemente modos de vibración.

Estas frecuencias naturales y formas de modos ocurren en todas las estructuras por el hecho de que contienen las tres propiedades físicas de masa, rigidez y amortiguamiento. Básicamente, existen características que dependen del peso y la rigidez de la estructura que determinan donde ocurrirán estas frecuencias naturales y formas de modos. Como ingenieros de diseño, se necesita identificar

estas frecuencias y conocer como pueden afectar la respuesta de la estructura cuando una fuerza excita la estructura. Entendiendo la forma de modo y como la estructura vibrará cuando es excitada ayudará al diseñador a construir mejores estructuras.

El análisis modal es extremadamente útil de información que puede asistir en el diseño de casi cualquier estructura. El entendimiento y visualización de las formas de modos es invaluable en el proceso de diseño. Esto ayuda a identificar áreas de debilidad en el diseño o que áreas de mejora son necesarias.

2.3 Pruebas de vibración aleatoria.

Una vez que los niveles de vibración se caracterizan o se definen, la prueba de vibración es llevada a cabo con el propósito de estudiar los efectos de la vibración o la evaluación de las propiedades físicas de los materiales o estructuras. La prueba de vibración puede ayudar a asegurar que el nuevo diseño va a sobrevivir el entorno previsto. Por ejemplo, en el caso de los portalámparas, el estudio de la vibración aleatoria nos permite asegurar que el producto va a resistir la vibración a la que estará expuesto en cualquier automóvil durante su vida útil en cualquier tipo de terreno por el que el automóvil se desplace, sin sufrir problemas en su estructura, la cual pueda hacer que el producto pierda propiedades y ocasione pérdida de alguna de sus funciones [18].

Los componentes electrónicos y mecánicos pueden ser montados en un excitador electrodinámico, o *shaker*, para el propósito de la prueba de vibración. Una preparación de prueba de vibración típica se presenta en la Figura 2.12.

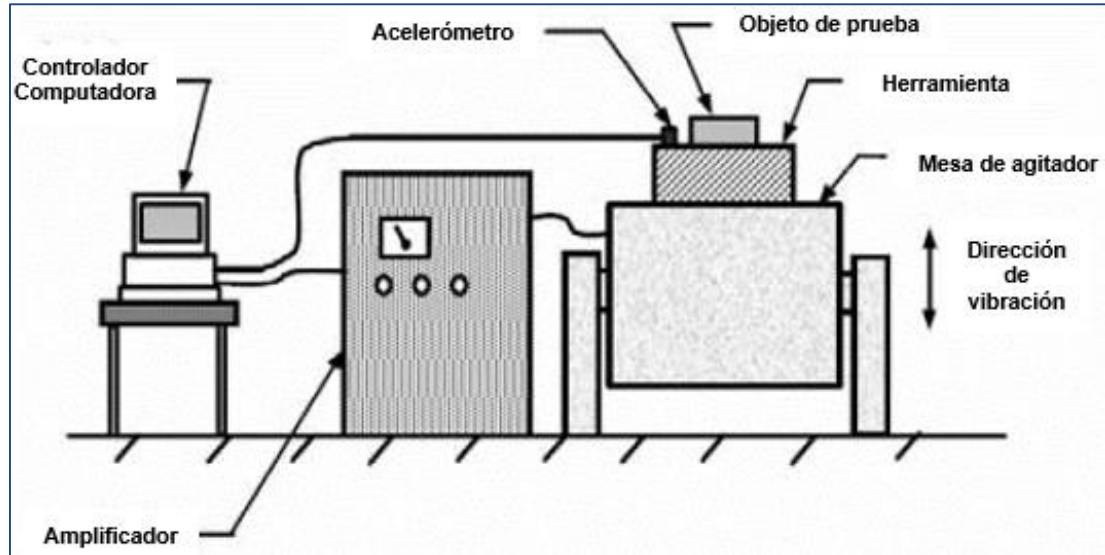


Figura 2.12. Preparación típica de prueba de vibración desde que se programa en la computadora hasta que se ejecuta el programa [18].

El excitador electrodinámico proporciona una entrada al elemento a probar por medio de un controlador en una computadora, el cual proporciona la señal de vibración aleatoria al excitador electrodinámico mediante un amplificador de potencia. El excitador electrodinámico entonces aplica vibración mecánica al elemento de prueba. Finalmente, los acelerómetros monitorean la vibración del excitador y proporcionan una señal de retroalimentación a la computadora de control.

2.3.1 Pruebas de vibración aleatoria automotriz.

De acuerdo con las diferentes normas, como USCAR-15 [1] y GMW3191 [23] el objetivo de la prueba de vibración es someter al sistema eléctrico a una vibración variable para simular aceleradamente la exposición a condiciones reales del vehículo y verificar que el diseño y la construcción del portalámparas o conector son suficientemente robustos para soportar la vibración normal de un vehículo. Para calificar a los portalámparas que cumplen esta norma ellos deben de cumplir o exceder el criterio de aceptación.

La principal norma de validación que debe cumplir un portalámparas automotriz es la USCAR-15; esta norma es revisada y aprobada por algunas de las principales armadoras automotrices del mundo, entre ellas Ford, Chrysler y General Motors. Esta norma es una de las más severas y completas por lo que es la base en el diseño de un portalámparas que se requiera para ser vendido en cualquier plataforma automotriz y cumplir con casi cualquier requerimiento en el mercado global.

Una de las pruebas más importantes a la que se somete este componente, dentro de la norma USCAR-15 es la de vibración [5], ya que al estar ensamblado en el automóvil, éste está sujeto a un rango de vibración previamente estudiado por las armadoras involucradas en revisar esta norma y establecido en la misma.

La prueba consta básicamente de instalar el portalámparas rígidamente en un soporte (*fixture*) instalado en un excitador electrodinámico para someterlo hasta 2,000 Hz por un tiempo de 6 hrs, el ensamble debe estar energizado durante este tiempo y con una temperatura de prueba de 85°C (Figura 2.13).

El portalámparas debe sostener los focos en su posición todo este tiempo, sin presentar arco eléctrico ni intermitencia.

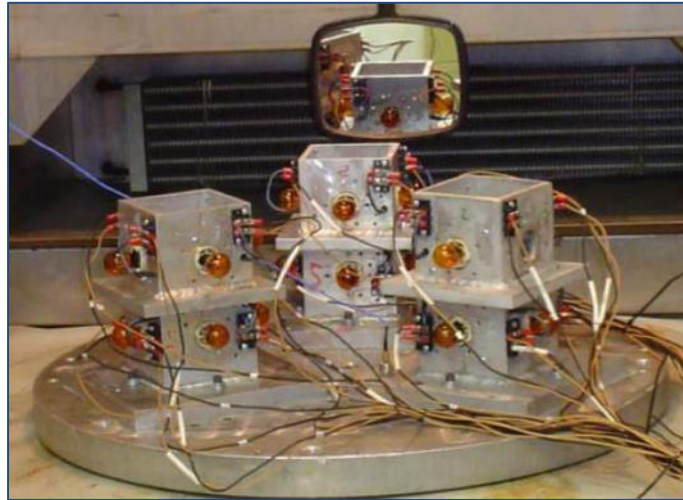


Figura 2.13. Preparación de prueba de vibración de acuerdo a norma automotriz USCAR-15 Revisión 3 [5].

En la Tabla 1.1 se validaron las normas más comunes en América, las cuales son la USCAR-15 [1], USCAR-2 [24] y GMW3191 [23], aunque de hecho también son frecuentemente requeridas por plataformas en el mercado Europeo y en las Figuras 2.14, 2.15 y 2.16 se puede observar gráficamente estos perfiles.

Tabla 1.1. Comparación de perfiles de vibración aleatoria de principales normas automotrices utilizados para validar portalámparas [24] [1] [23].

USCAR-2		USCAR-15		GMW3191	
8 hrs		6 hrs @ 85°C		24 hrs @ -40 to 85 C Cycling	
Frequency (Hz)	PSD G ² /Hz level	Frequency (Hz)	PSD G ² /Hz level	Frequency (Hz)	PSD G ² /Hz level
5	0.002	10	0.005	10	0.073
12.5	0.248	21	0.01	50	0.036
77.5	0.0032	80	0.04	60	0.018
145	0.002	350	0.04	1000	0.0006
200	0.0118	2000	0.006	G RMS	2.11
230	0.00032	G RMS	5.91		
1000	0.00002				
G RMS	1.78				

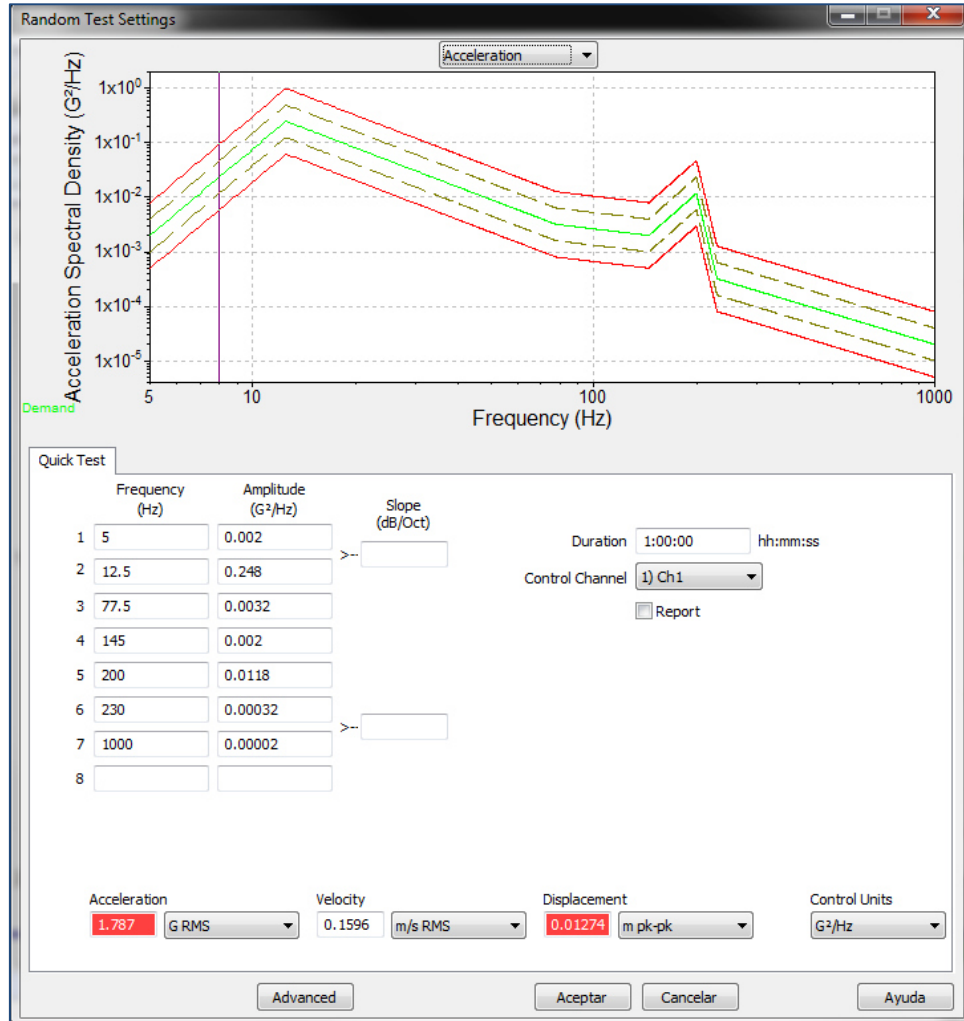


Figura 2.14. Perfil de Densidad Espectral de Potencia (PSD) de vibración aleatoria en USCAR-2 usando VibrationVIEW.

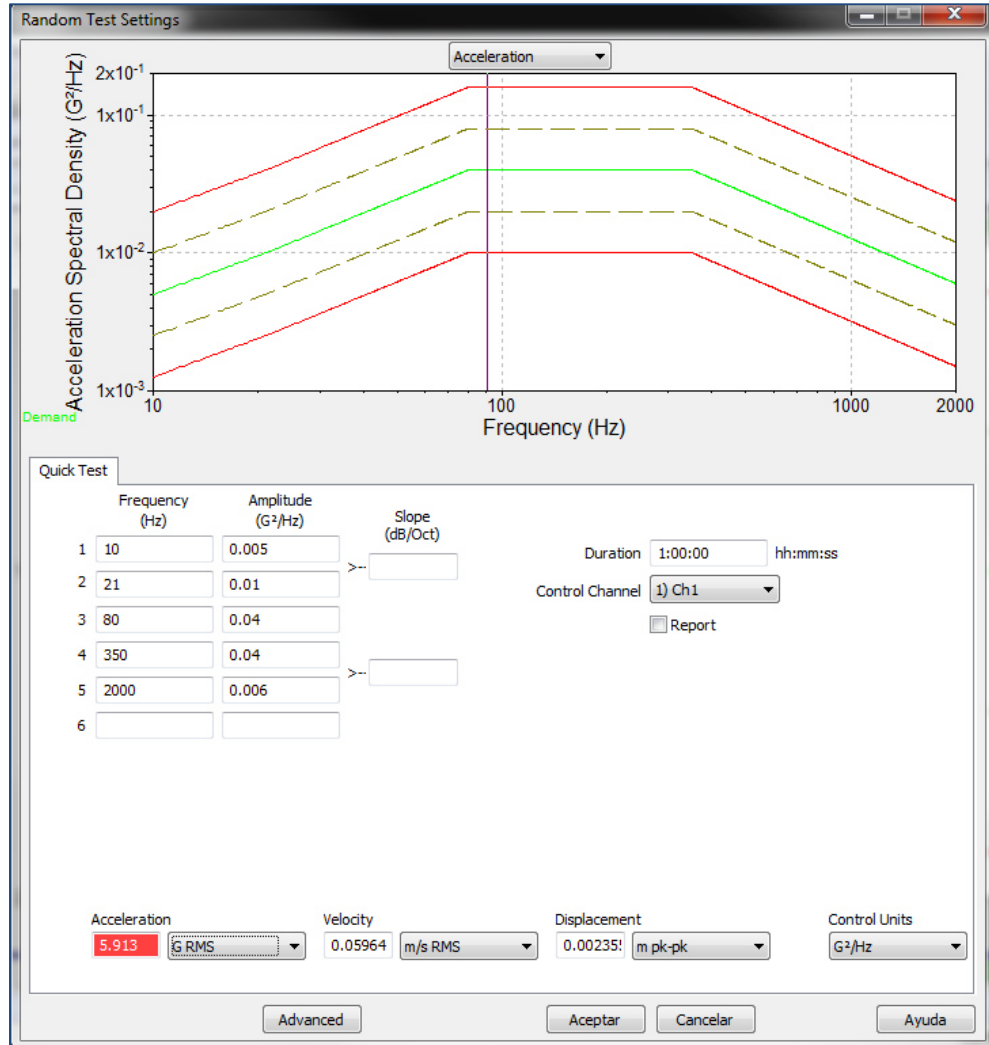


Figura 2.15. Perfil de Densidad Espectral de Potencia (PSD) de vibración aleatoria en USCAR-15 usando VibrationVIEW.

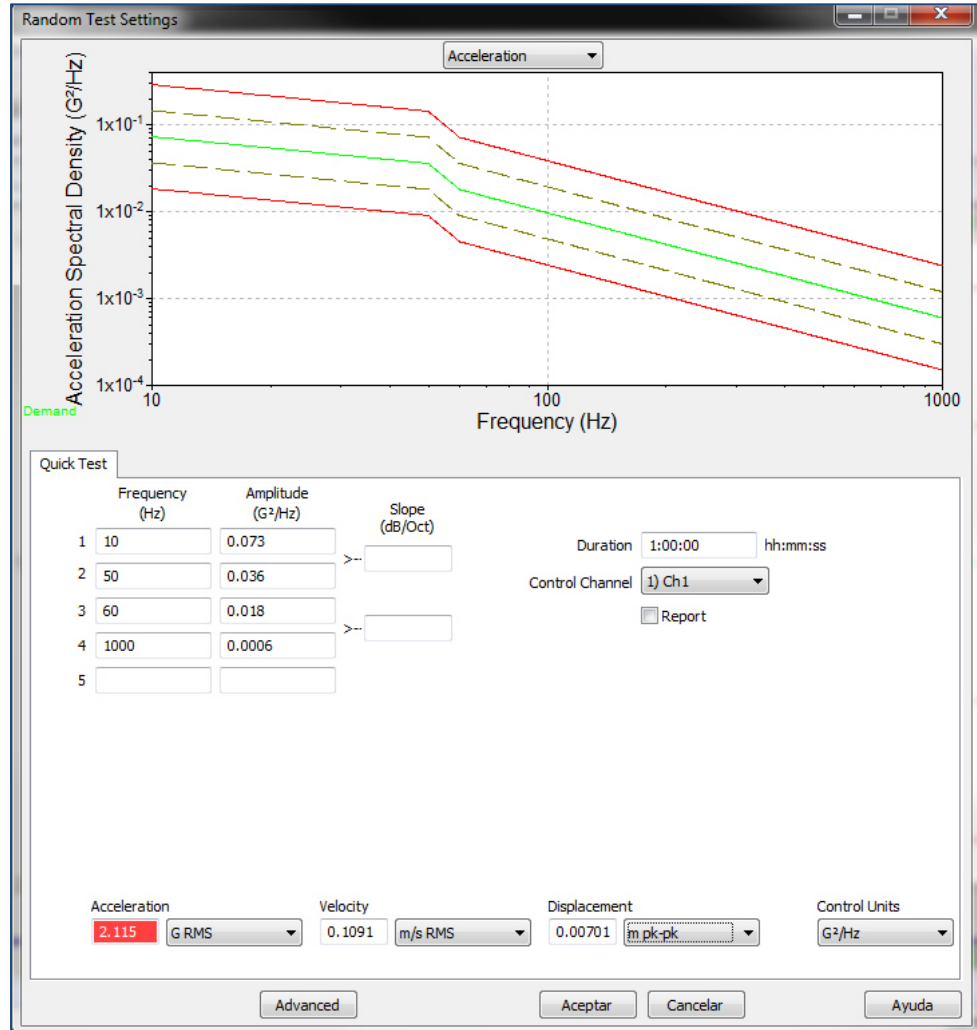


Figura 2.16. Perfil de Densidad Espectral de Potencia (PSD) de vibración aleatoria en GMW3191 usando VibrationVIEW.

Debido a que la norma USCAR-15 tiene un rango más amplio de frecuencia y su perfil genera una fuerza de vibración mayor (G RMS) en este proyecto se utilizará como referencia para la prueba esta norma, pero esta metodología es capaz de probar cualquier otro perfil requerido por cualquier cliente.

2.4 Teoría de elemento finito usando ANSYS.

El software utilizado para realizar la metodología de validación por análisis de elementos finitos es ANSYS, el cual trabaja utilizando la aplicación de Mechanical para realizar las simulaciones de ingeniería tales como esfuerzo, térmicas, vibración, termo-eléctricas y magnetismo [25].

El estudio que se presentará es dinámico donde las estructuras están sujetas a fuerzas aplicadas rápidamente, ejemplos que requieren estos estudios son edificios de gran altura, alas de avión y las plataformas de perforaciones están sujetas a las ráfagas de viento, turbulencias y olas del mar respectivamente. Estas estructuras están en un estado de movimiento como resultado de las fuerzas dinámicas [26].

En un análisis dinámico, además de la fuerza estructural de elasticidad, la inercia estructural y el amortiguamiento son también considerados en la ecuación de movimiento para equilibrar las fuerzas dinámicas, ver Figura 2.17 con ecuación.

$$\overbrace{[M]\{\ddot{u}\}}^{F_{\text{inercia}}} + \overbrace{[C]\{\dot{u}\}}^{F_{\text{amortiguamiento}}} + \overbrace{[K(u)]\{u\}}^{F_{\text{rigidez}}} = \overbrace{\{F(t)\}}^{F_{\text{aplicada}}}$$

<p>$[M]$: Matriz estructural de masa</p> <p>$[C]$: Matriz estructural de amortiguamiento</p> <p>$[K]$: Matriz estructural de rigidez</p> <p>$\{F\}$: Vector de fuerza</p>	<p>$\{\ddot{u}\}$: Vector nodal de aceleración</p> <p>$\{\dot{u}\}$: Vector nodal de velocidad</p> <p>$\{u\}$: Vector nodal de desplazamiento</p> <p>(t): Tiempo</p>
---	--

Figura 2.17. Ecuación general de movimiento para análisis dinámicos (no lineal).

Las fuerzas de inercia son un producto de la masa estructural y la aceleración, una matriz de masa es una representación discreta de una distribución continua de masa.

Mientras que las fuerzas de disipación (o amortiguamiento) son un producto del coeficiente estructural de amortiguamiento y la velocidad, en donde se presta una especial atención a la fricción y a la pérdida de histéresis [27].

La matriz de rigidez K es un cálculo aplicable a estructuras que se comportan de forma elástica y lineal, en la que las propiedades de rigidez del material son compilados en una única ecuación matricial que gobierna el comportamiento interno de la estructura, los datos que se desconocen de la estructura son las fuerzas y los desplazamientos que pueden ser determinados resolviendo esta ecuación. La matriz de rigidez relaciona las fuerzas nodales equivalentes y desplazamientos sobre los nodos de la estructura [28] [29].

Cuando un análisis lineal dinámico es desarrollado en ANSYS Mechanical, la aplicación calcula la respuesta estructural basada en el supuesto de que la estructura (K) es lineal, lo cual significa que no toma en cuenta largas deformaciones, solo resuelve con contactos lineales (pegado y sin separación) y propiedades de material lineales.

El amortiguamiento puede ser usado en estudios transitorios, armónicos o modales amortiguados así como PSD análisis y estos se resuelven mediante la matriz estructural de amortiguamiento [30].

El análisis de vibración aleatorio en ANSYS permite determinar la respuesta de estructuras a cargas de vibración que son aleatorias por naturaleza. Un ejemplo sería la respuesta de un sensor de un componente electrónico montado en un vehículo y que está sujeto a vibración del motor, pavimento, y presión acústica [31].

Puntos a tomar en cuenta en el desarrollo de una simulación de elementos finitos en ANSYS para vibración aleatoria:

- La excitación es aplicada en forma de Densidad Espectral de Potencia (PSD), como una tabla de valores espectrales frente a la frecuencia que captura el contenido de frecuencia. El PSD capta la frecuencia y el contenido de la amplitud de la media al cuadrado de la historia del tiempo de la carga.
- La raíz cuadrada del área bajo una curva PSD representa el valor de la excitación raíz media cuadrática (rms). La unidad del valor espectral de la aceleración es G^2/Hertz .

- Este análisis es basado en el método de superposición. De ahí que un análisis modal que extrae las frecuencias naturales y las formas de los modos es un requisito previo.
- Esta función cubre solo un tipo de excitación PSD – excitación base. La excitación base puede ser un PSD de aceleración, velocidad o desplazamiento. La excitación base es aplicada en una dirección específica para todas las entidades que tienen una condición de frontera “Fix Support”. Otros puntos de soporte en una estructura tales como “Frictionless Surface” no son excitados por el PSD.
- Si los resultados de esfuerzo / deformación son de interés a partir del análisis de vibración aleatorio entonces tendría que ser solicitados estos cálculos en el propio análisis modal. Solamente los resultados de desplazamiento están disponibles por defecto.
- La salida de resultados por el ANSYS Mechanical es 1 sigma o un valor de desviación estándar (con valor promedio cero). Estos resultados siguen una distribución gaussiana. La interpretación es que 68.3% del tiempo la respuesta será menos que el valor de desviación estándar.
- Este valor puede ser escalado 2 veces para obtener 2 sigmas, la respuesta sería menos que la de 2 valores sigma 95.45% del tiempo y valores 3 sigma 99.73% del tiempo.

CAPITULO 3. METODOLOGIA DE SIMULACIÓN Y PRUEBAS VIBRATORIAS.

3.1 Introducción.

En esta sección se propone y se estudia una metodología de simulación mediante elementos finitos utilizando el software ANSYS / Mechanical V15, la simulación que se estudiará es una simulación dinámica modal y de vibración aleatoria, en la cual se puede estudiar el comportamiento que el portalámpara por su diseño de estructura y material presentará en las respectivas pruebas de laboratorio y a la vez en la vida del producto en campo. Se busca determinar principalmente sus frecuencias naturales y la respuesta que el producto presentaría bajo un perfil de prueba vibratoria determinado. Posteriormente se propone una metodología de validación por medio de pruebas experimentales en la que se estudiara el comportamiento real del portalámpara actual y sus 2 hipótesis.

3.2 Metodología de Simulación.

Los modelos 3D que se van a estudiar serán los del Portalámparas T20 no sellado, por ser uno de los focos y diseños con más demanda en los últimos años y con más futuro a corto y mediano plazo.

Primero se preparó el modelo eliminando todas las leyendas posibles como material, empresa, cavidad, fechador, etc. que tiene el modelo 3D CAD original. La diferencia de 0.01g en masa no es representativo para los resultados de la simulación (ver Figura 3.1). Este ajuste es con el fin de mejorar la calidad de mallado para la simulación.

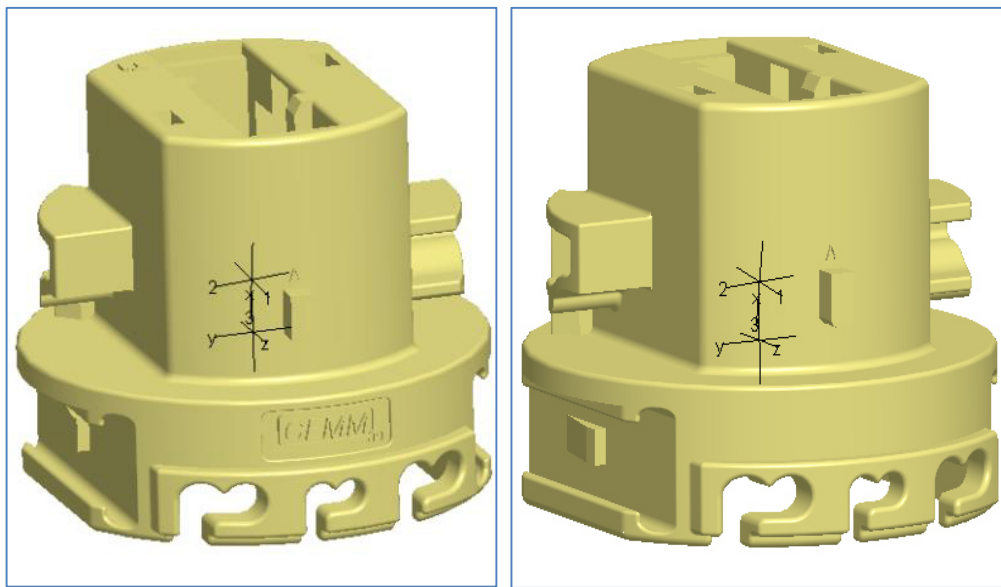


Figura 3.1. Masa de diseño de portalámparas actual incluyendo todo el detalle de leyendas 4.01g (foto izquierda) y 4.02 sin incluir detalles de leyendas (foto derecha).

Una vez que el modelo principal es simplificado se importa el ensamble a un análisis modal dentro de la ventana del software ANSYS Workbench 15.0. Al abrirlo en la aplicación Mechanical se renombran algunas partes en el área de Geometría para simplificar la identificación, y se le asigna el material a cada una de ellas (ver Figura 3.2).

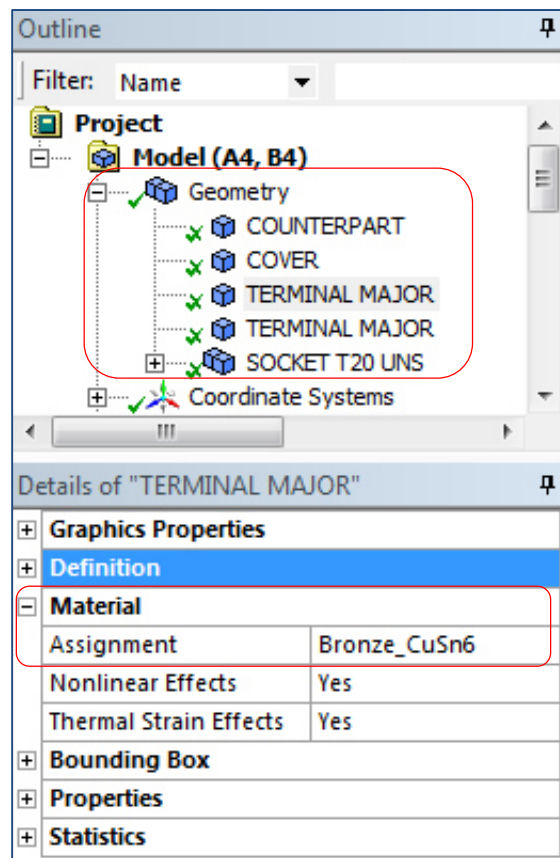


Figura 3.2. Ajuste general realizado en la sección de Geometría en la aplicación de Mechanical.

Los materiales utilizados para la simulación fueron Nylon PA46 15% de fibra de vidrio [32] para el portalámparas y tapa o *cover*, Bronce CuSn6 para las terminales [33], y Aluminio 6061-T6 para la contraparte [34] [35] [36] [37]. En la Figura 3.3 se observan las propiedades de los materiales utilizados basadas ellas en sus hojas técnicas respectivas.

Propiedades de materiales			
	PA46 15% FV	Bronce CuSn6	Al 6061-T6
Densidad (g/cm ³)	1.29	8.8	2.7
Módulo de Young (Mpa)	2800	1.18E+05	68900
Poisson ratio	0.35	0.34	0.33

Figura 3.3. Material Nylon PA46 15% Fibra de Vidrio, Bronce CuSn₆ y Aluminio Al6061-T6.

Siguiendo con la preparación del modelo se ajustan los contactos. Estos deben de ser conexiones lineales tipo “bonded” (pegado) o “No Separation” (Sin separación) para que pueda ser resuelto mediante las ecuaciones lineales; la primer conexión de ellas es la principal entre el portalámparas y la contraparte, esta es “No separation”. La segunda es entre el portalámparas y la tapa del portalámpara, “bonded” debido a que en la realidad la tapa entra a presión en el portalámparas. La tercer y cuarta conexión es entre el portalámparas y cada una de sus terminales, considerada como “bonded” debido a que al ser ensamblada la terminal está totalmente rodeada por paredes de plástico del portalámparas y no se considera la holgura que existe en ellas para la simulación. En la Figura 3.4 se observan los contactos.

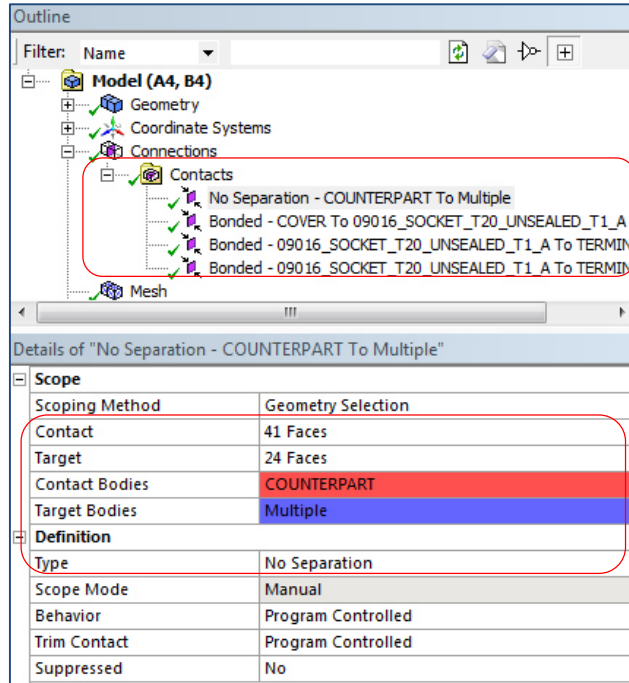


Figura 3.4. Preparación de conexiones lineales para análisis modal y de vibración aleatoria.

Después se procedió a realizar un estudio de sensibilidad en la malla con distintos tamaños de malla y se llegó a la conclusión que con una malla general de relevancia fina al nivel 100 era suficiente para obtener buenos resultados en la simulación, ya que el resultado final de frecuencias modales no presentaba un cambio al mejorar la calidad de la malla. En la Figura 3.5 se puede ver el ajuste realizado.

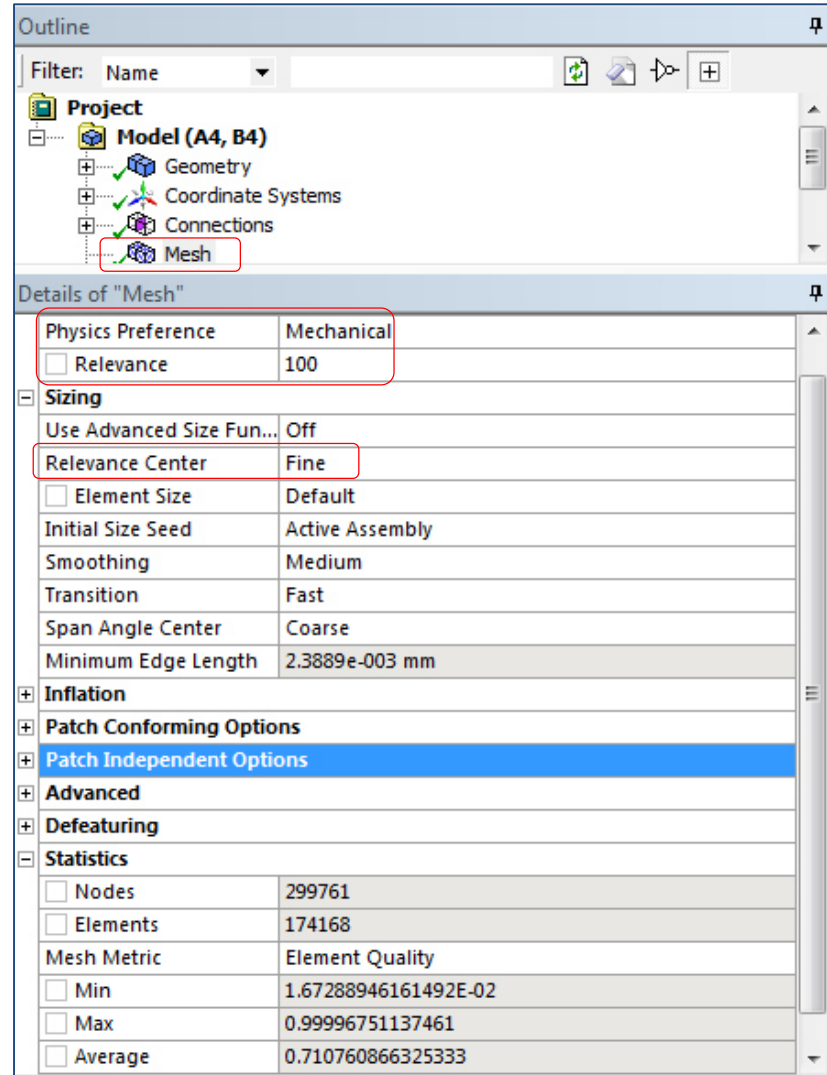


Figura 3.5. Preparación de malla para solución de análisis modal y vibración aleatoria, con centro de relevancia fino y relevancia de 100.

Se utilizaron en total 174,168 elementos y 299,761 nodos para resolver esta simulación, el tipo de elemento que se utilizó fue principalmente tetraédrico, nombrado en ANSYS como elemento SOLID187, el cual es un elemento 3D de alto orden con 10 nodos por elemento, este tiene un comportamiento de desplazamiento cuadrático y se adapta bien a mallas de modelado irregular. El

elemento es definido por 10 nodos teniendo 3 grados de libertad en cada nodo: traslación nodal en dirección X, Y y Z. En la Figura 3.6 se puede ver el tipo de elemento descrito anteriormente [38].

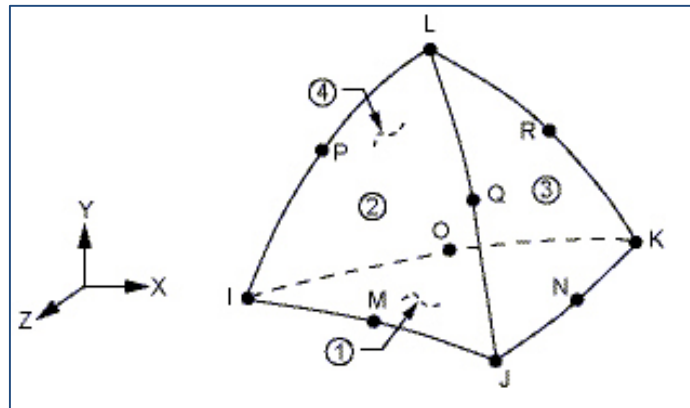


Figura 3.6. Elemento SOLID187 tetraédrico de 10 nodos utilizado en simulación de elemento finito de ANSYS [38].

El siguiente paso es configurar un estudio modal, el cual es resuelto por el solver Mechanical APDL [39], y para esto se realizan los ajustes de análisis donde se establece el rango de frecuencia de interés, en este caso de 10Hz a 4000 Hz, también se ajusta el número de modos a encontrar, buscando solamente los primeros 3, en la Figura 3.7 se puede observar la configuración final.

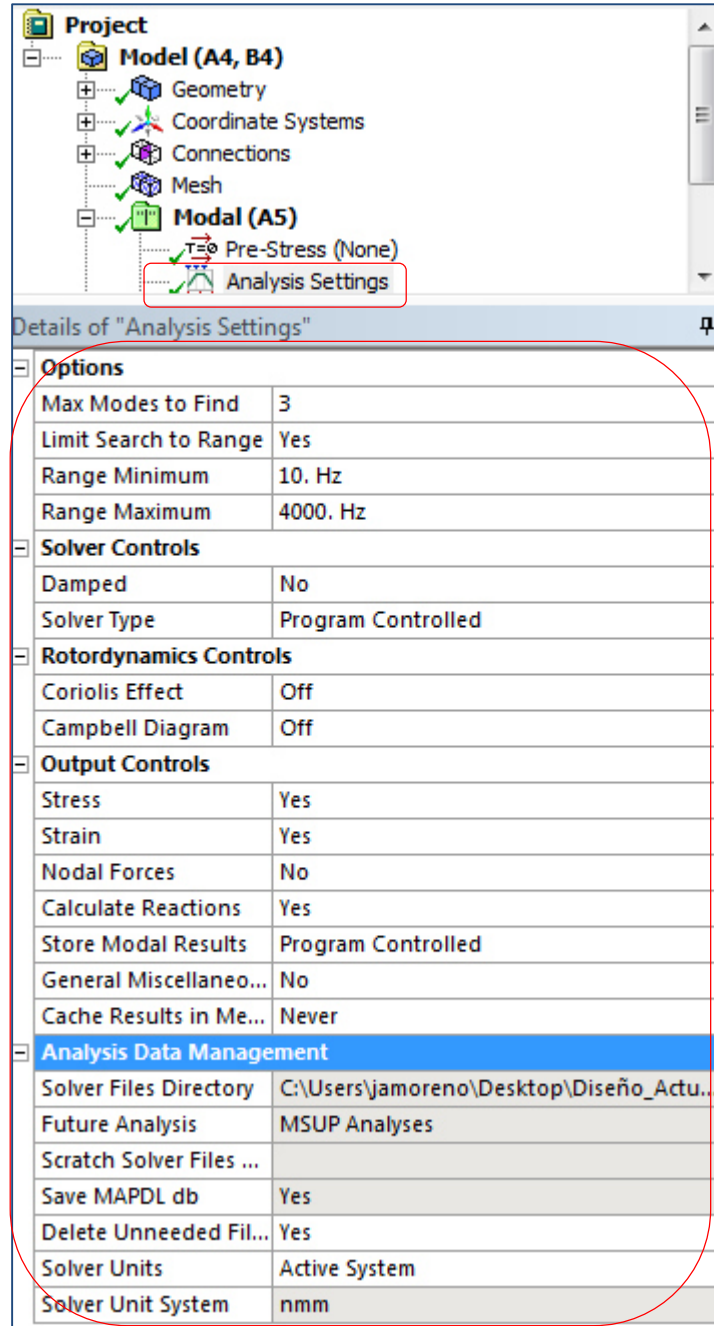


Figura 3.7. Preparación de configuración de análisis modal para buscar las primeras 3 frecuencias naturales de 10 a 4000Hz.

El siguiente paso es ajustar el soporte que tendrá el modelo, esto es representando en la simulación la sujeción que el producto tiene al momento de realizar las pruebas de validación, para esto se restringe la contraparte en su contorno externo, ya que cuando el producto es validado así es como funciona el sistema, ver Figura 3.8.

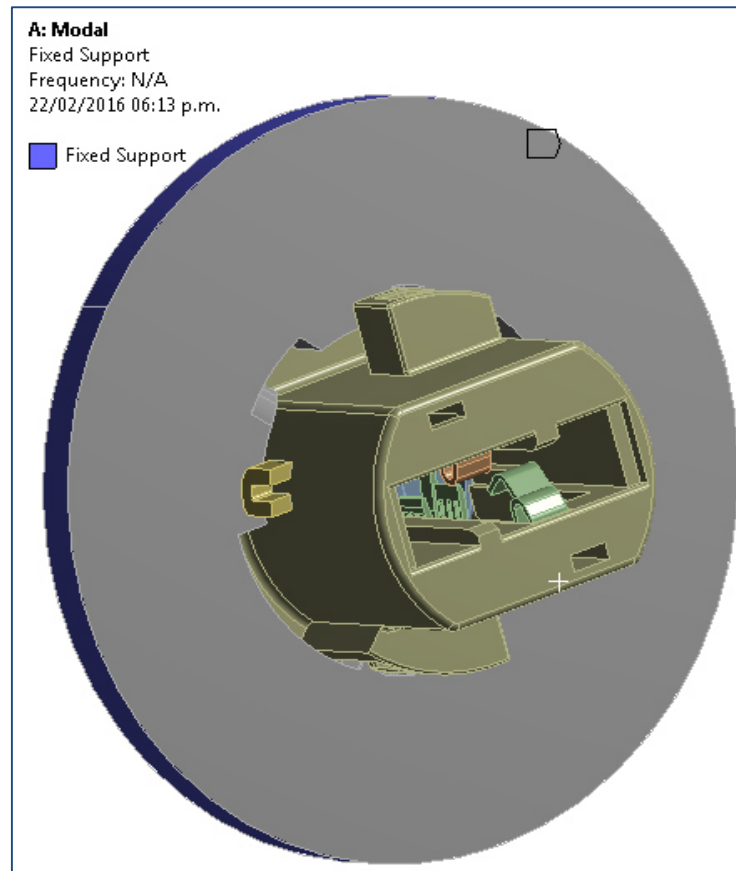


Figura 3.8. Preparación de condición de frontera soporte, sujeto de la contraparte.

Por ultimo en cuanto al análisis modal se configura la solución, aquí se piden los resultados que se quieren visualizar al final de la solución, para esto se pide una deformación total para cada modo solicitado en los ajustes de análisis, ver Figura 3.9.

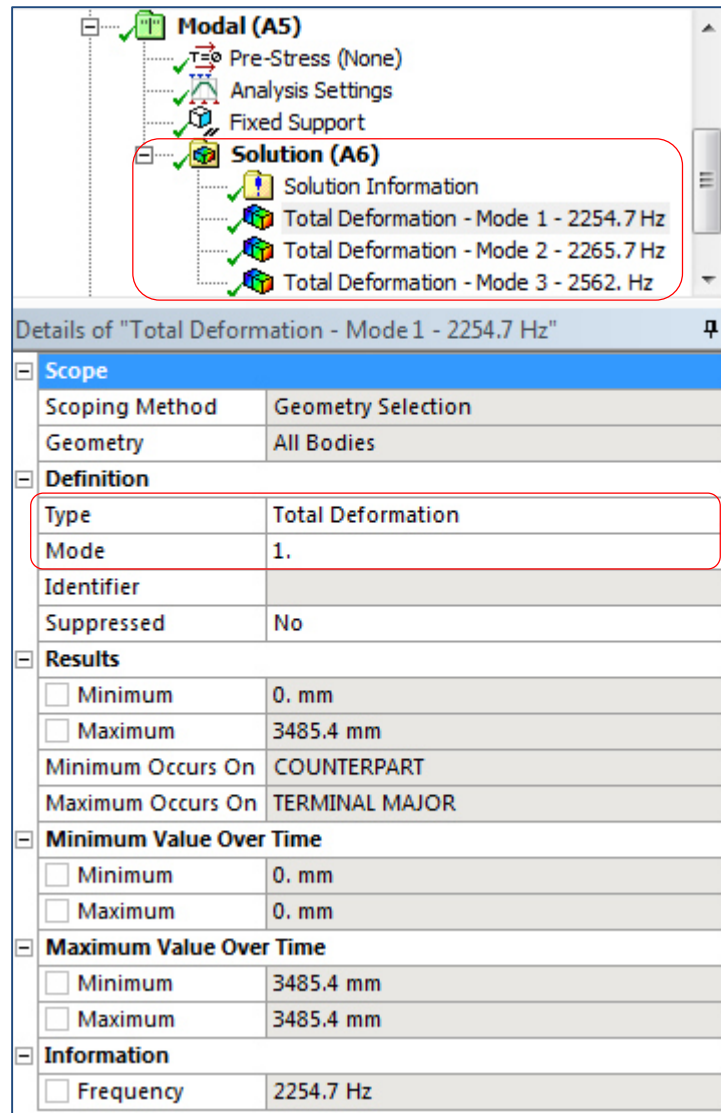


Figura 3.9. Preparación de resultados de deformación total para cada resultado de frecuencia natural en análisis modal.

Con esto se completa un estudio de análisis modal encontrando las primeras 3 frecuencias naturales del ensamble.

Al análisis modal se le enlaza una simulación de vibración aleatoria, ya que ésta requiere primero la información del análisis modal, es decir matriz de rigidez y valores propios (frecuencias naturales). Después de esto se le agrega el perfil de vibración aleatoria de la norma USCAR-15, esta configuración se observa en la Figura 3.10.

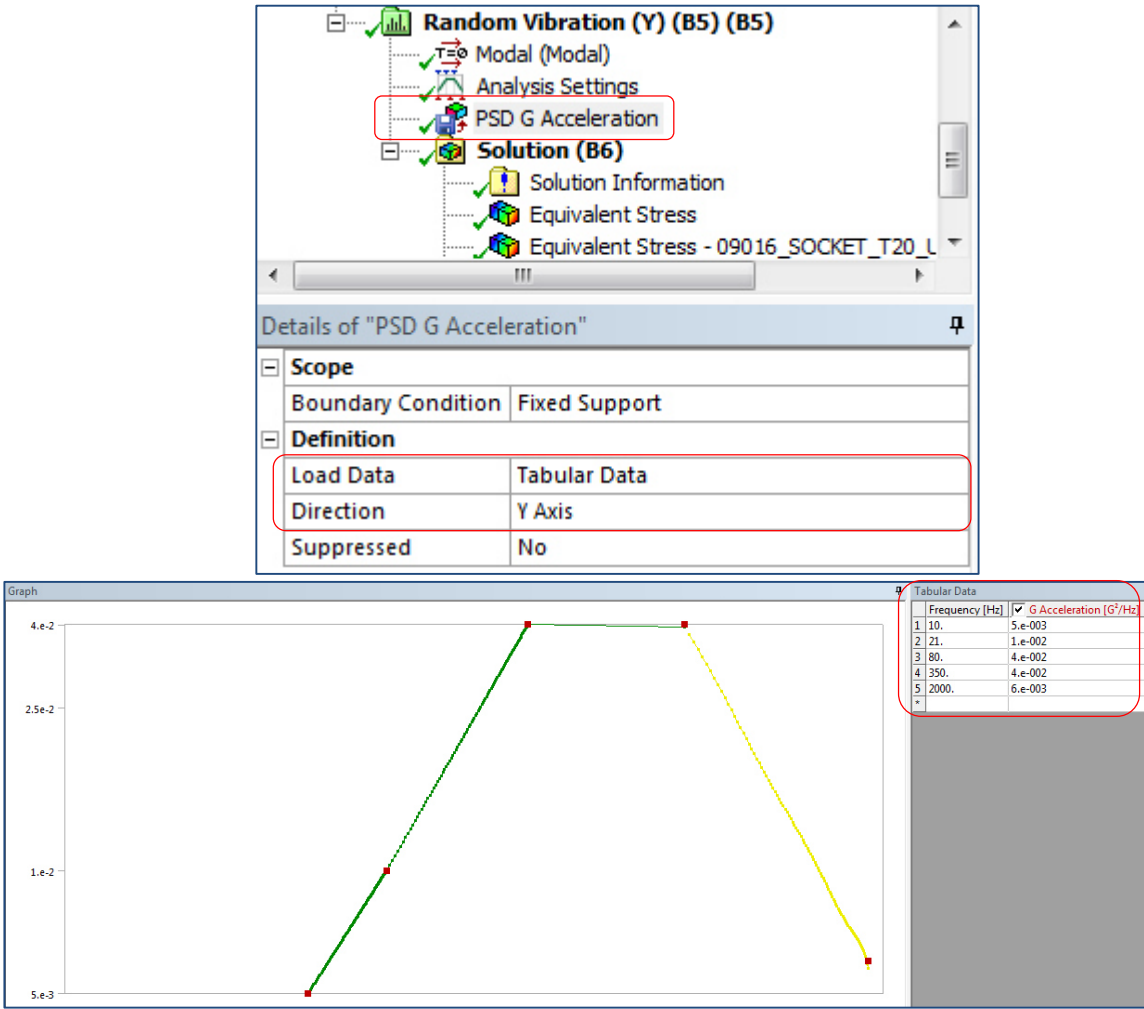
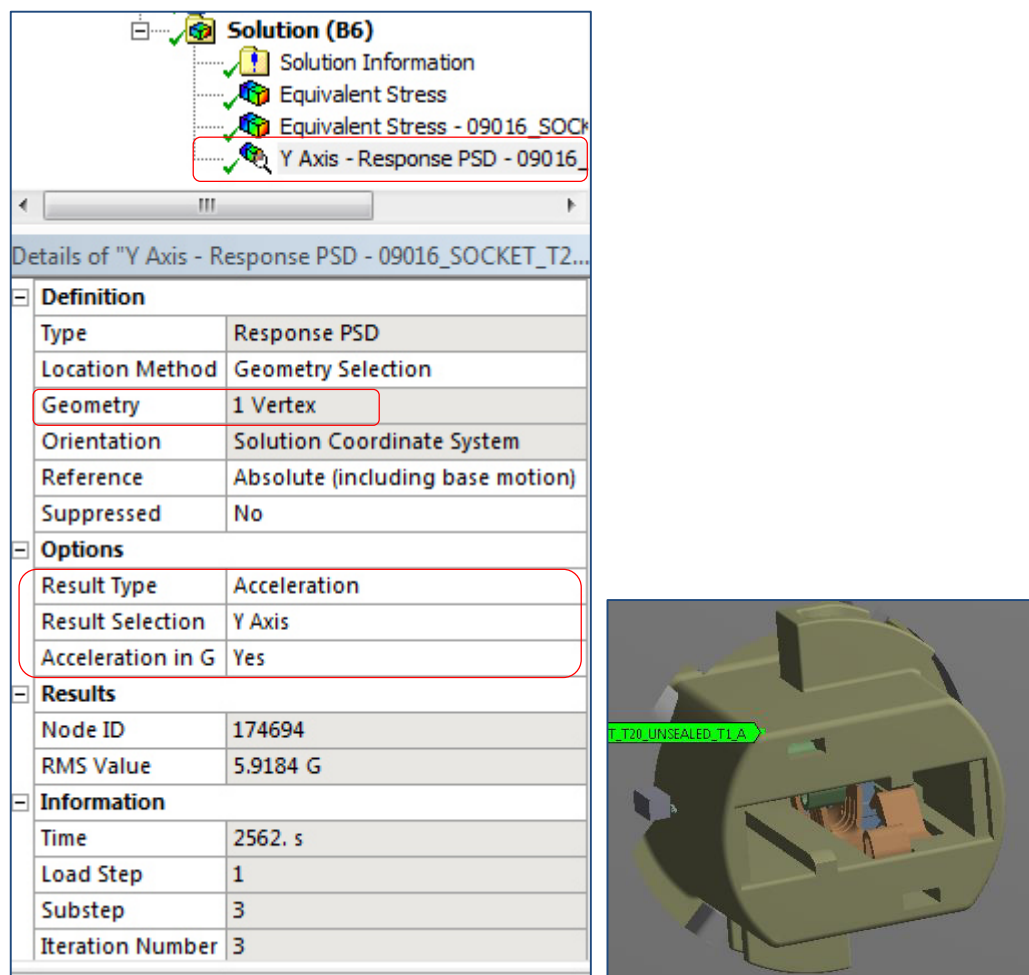


Figura 3.10. Preparación de PSD en dirección Y con perfil de vibración USCAR-15.

Se configura en dirección “Y” debido a que es la dirección que tiene el portalámparas cuando está en su función en el automóvil y se solicitan en el software.

Los resultados de la respuesta PSD que se quieren observar en la solución son configurados y se observan en la Figura 3.11.



Solution (B6)

- Solution Information
- Equivalent Stress
- Equivalent Stress - 09016_SOCKET
- Y Axis - Response PSD - 09016_SOCKET**

Details of "Y Axis - Response PSD - 09016_SOCKET_T2..."

Definition	
Type	Response PSD
Location Method	Geometry Selection
Geometry	1 Vertex
Orientation	Solution Coordinate System
Reference	Absolute (including base motion)
Suppressed	No
Options	
Result Type	Acceleration
Result Selection	Y Axis
Acceleration in G	Yes
Results	
Node ID	174694
RMS Value	5.9184 G
Information	
Time	2562. s
Load Step	1
Substep	3
Iteration Number	3

T. T20_UNSEALED_TLA

Figura 3.11. Preparación de solución de respuesta a PSD del portalámpara en dirección “Y” utilizando un vértice superior del portalámpara.

Por último se configura el esfuerzo equivalente (Von-Mises) para el ensamble completo y para la estructura principal que es el portalámparas utilizando 3 sigma de factor de escala para obtener el mejor porcentaje de probabilidad posible dentro del programa (99.73 %), ver Figura 3.12.

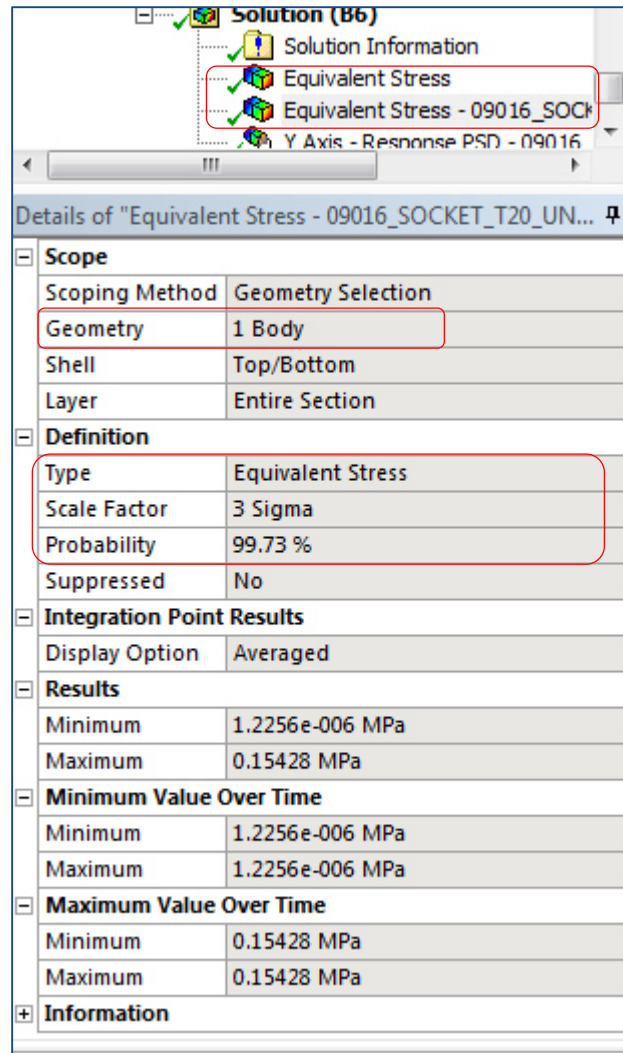


Figura 3.12. Preparación de solución esfuerzo Equivalente (Von-Mises) para ensamble y estructura de socket individual utilizando 3 sigma de factor de escala.

3.3 Metodología de Pruebas.

La experimentación propuesta para analizar la respuesta a la vibración del portalámparas tanto en un diseño actual como en sus respectivas hipótesis es la siguiente:

- A. **Búsqueda de resonancia en portalámparas:** Se analizan las frecuencias naturales en dos puntos definidos del producto del rango de frecuencias entre 10Hz y 4000Hz durante 5 minutos de prueba, colocando un acelerómetro en la parte alta o frontal del portalámparas y otro en la parte baja o trasera (sobre la tapa), midiendo solo en la dirección “Z”, por ser esta la dirección menos rígida y por lo tanto más propensa a presentar resonancia en el rango de frecuencias analizado. Además la excitación es aplicada en esta dirección. Esta disposición se muestra en la Figura 3.13. La detección de resonancia se procesó por medio de la medición de transmisibilidad, es decir, la relación en frecuencia de la respuesta medida por los acelerómetros de los portalámparas, y el acelerómetro de control en la base del accesorio de montaje, que mide directamente la aceleración de vibración aplicada por el excitador electrodinámico, y a la vez se usa como señal de control.

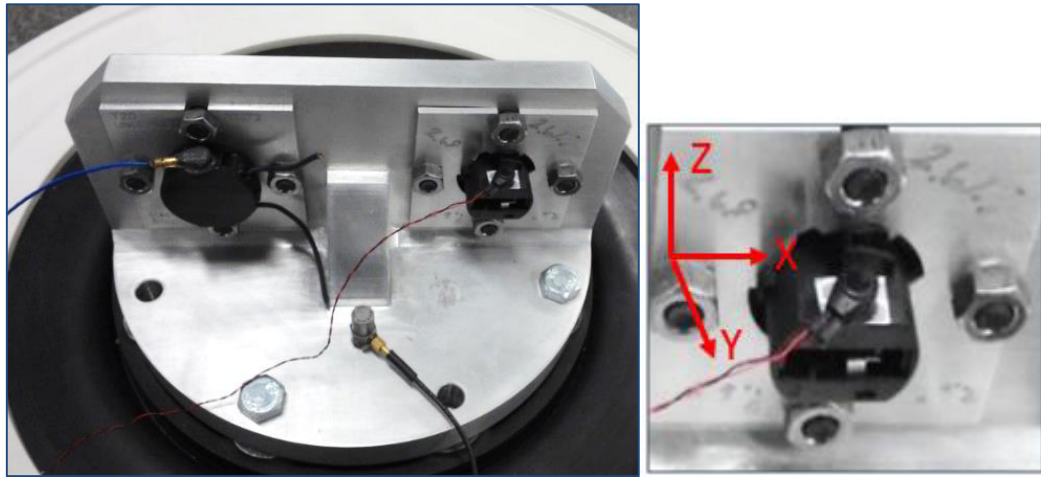


Figura 3.13. Instalación de portalámpara T20 no sellado en herramienta de montaje en posición en el vehículo, así como acelerómetros para monitoreo de resonancia.

La herramienta de montaje utilizado en la Figura 3.13 fue diseñado para que este no tuviera resonancias en el rango de 0 a 2000 Hz, con el fin de que este no tuviera ningún efecto en el producto derivado por la resonancia del mismo, la herramienta fue validada inicialmente utilizando simulación por elementos finitos y posteriormente se validó experimentalmente teniendo su primer frecuencia natural a los 2,775 Hz.

La configuración de búsqueda de resonancia en el software de control de vibraciones se puede ver en la Figura 3.14, donde se le configuró el software para que buscara como máximo 15 resonancias por señal de transmisibilidad con un factor de calidad Q más grande a 1. Esto significa que el criterio de búsqueda de resonancias se basó en la cantidad de amortiguamiento del sistema dada por el factor de calidad, o Quality factor Q , en inglés. La frecuencia mínima del rango de frecuencia, 10 Hz, fue seleccionado basado en el mínimo rango de frecuencia de vibración de la norma USCAR-15 y el rango máximo de 4000 Hz es el doble de la

frecuencia máxima a la que se expone el producto a vibración en esta norma, para poder explorar el comportamiento a frecuencias más altas que las determinadas por la norma.

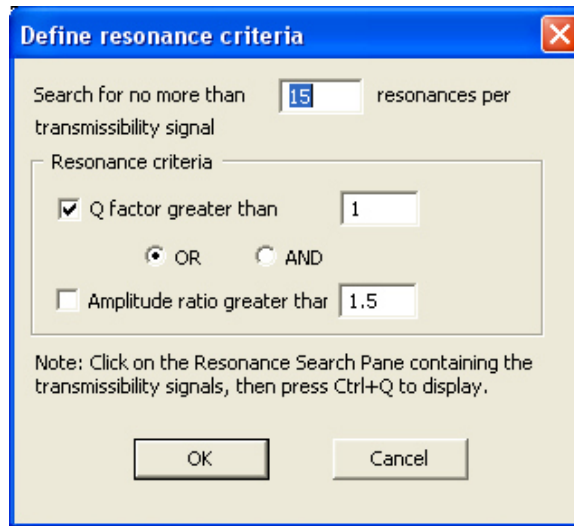


Figura 3.14. Definición usada de criterio de búsqueda de resonancia a portalámpara T20 no sellado.

B) Vibración aleatoria (6 horas) de acuerdo a perfil USCAR-15: Se somete el producto a 6 horas de vibración aleatoria de acuerdo a la norma USCAR-15, se monitorea al mismo tiempo el portalámparas y la tapa para conocer su respuesta a la vibración, esto con el fin de encontrar alguna falla en el producto tal como fractura, desgaste, juego en el sistema / ensamble, etc.

C) Búsqueda de resonancia en portalámparas después de 6 hrs de vibración aleatoria: Se analiza si hubo un cambio en las frecuencias naturales iniciales ocasionadas por las 6 horas de vibración aleatoria, probablemente debidas a desajustes, soldaduras o fallas del producto.

3.3.1 Procedimiento, equipo utilizado y configuración.

Para la realización de la experimentación presentada en este capítulo se requirió de un sistema de control de vibraciones en base a lazo cerrado, tal cual lo requiere la norma USCAR15 y la mayoría de las pruebas vibratorias; en la Figura 3.15 se muestra un diagrama general de la configuración del sistema.

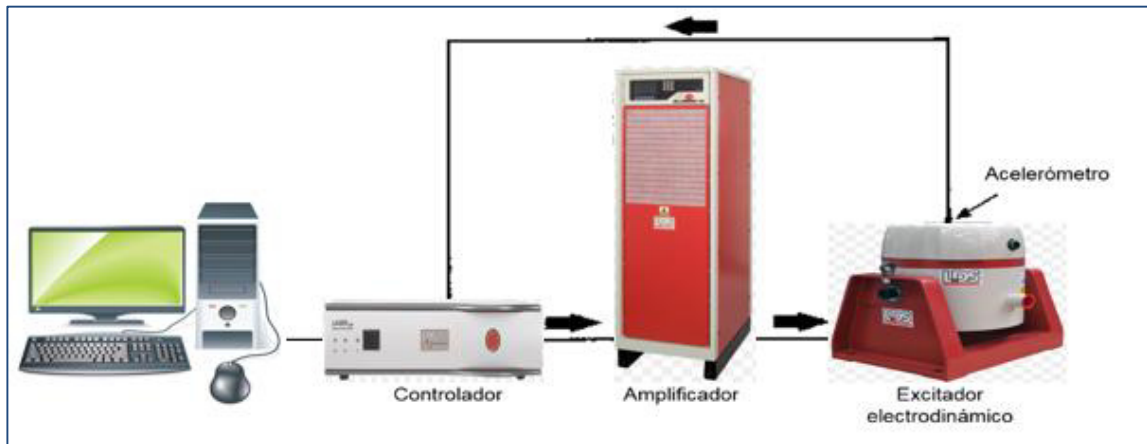


Figura 3.15. Diagrama general de sistema de lazo cerrado requerido para pruebas vibratorias.

El sistema de vibración de lazo cerrado inicia al programar un determinado perfil de vibración mediante el software del equipo en una computadora, este requerimiento de prueba o perfil es enviado al controlador y el controlador así mismo la envía al amplificador para que este provoque que el excitador electrodinámico genere el movimiento definido por el perfil, aquí es donde se requiere de un acelerómetro de control el cual mide y envía retroalimentación del nivel de vibración presente al controlador, es entonces en donde el controlador hace los ajustes necesarios a la señal enviada para que esta cumpla con los niveles de vibración del requerimiento de prueba.

El equipo utilizado para realizar la experimentación fue:

- Estación de trabajo HP xw4600.
- Controlador LDS Dactron Laser USD.
- Amplificador LDS PA 1000L.
- Excitador electrodinámico LDS V721 M8-CE.
- Acelerómetro de control Bruel & Kjaer tipo 4394.
- Acelerómetros de monitoreo Kistler tipo 8778A500M14 (usado en la parte superior del socket).
- Acelerómetro de monitoreo PCB Piezotronics modelo 352C22 (usado en la parte inferior del socket).

En la Figura 3.16 se puede observar la instalación preparada en el excitador electrodinámico.

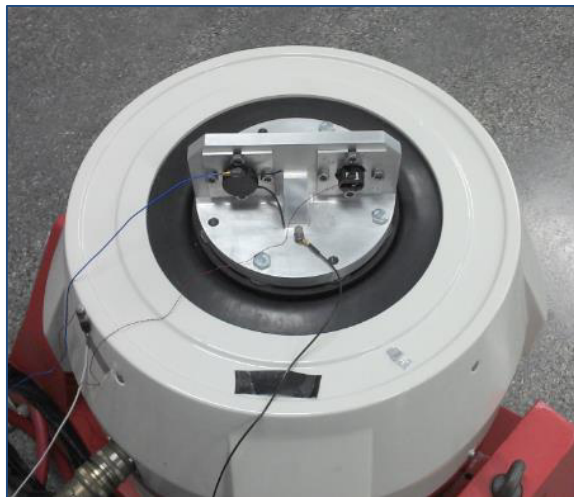


Figura 3.16. Preparación de muestras en contrapartes con acelerómetro de monitoreo y control instalados para su respectivo estudio.

CAPITULO 4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN Y PRUEBAS VIBRATORIAS.

4.1 Introducción.

En esta sección se presentan los resultados de las simulaciones y las pruebas de laboratorio realizadas sobre las muestras de producto seleccionadas. Los resultados de estas pruebas permiten analizar de una forma numérica y experimental la respuesta y el comportamiento que tiene el producto ante una prueba de vibración, con el fin de validar las hipótesis expuestas y obtener más datos para mejorar las variables de diseño que definen la durabilidad de los portalámparas. Además los resultados de la simulación serán comparados con las pruebas vibratorias presentadas en este capítulo, con el fin de determinar el grado de validez y las limitaciones de la simulación.

4.2 Resultados de simulación de Portalámparas T20 no sellado diseño actual.

A continuación se presentan los resultados modales obtenidos mediante simulación en el ensamble del portalámpara, encontrándose la primer frecuencia natural en 2254.7 Hz, la segunda en 2265.7 Hz y la tercera en 2562 Hz, los patrones de deformación de cada frecuencia natural se observan en la Figura 4.1.

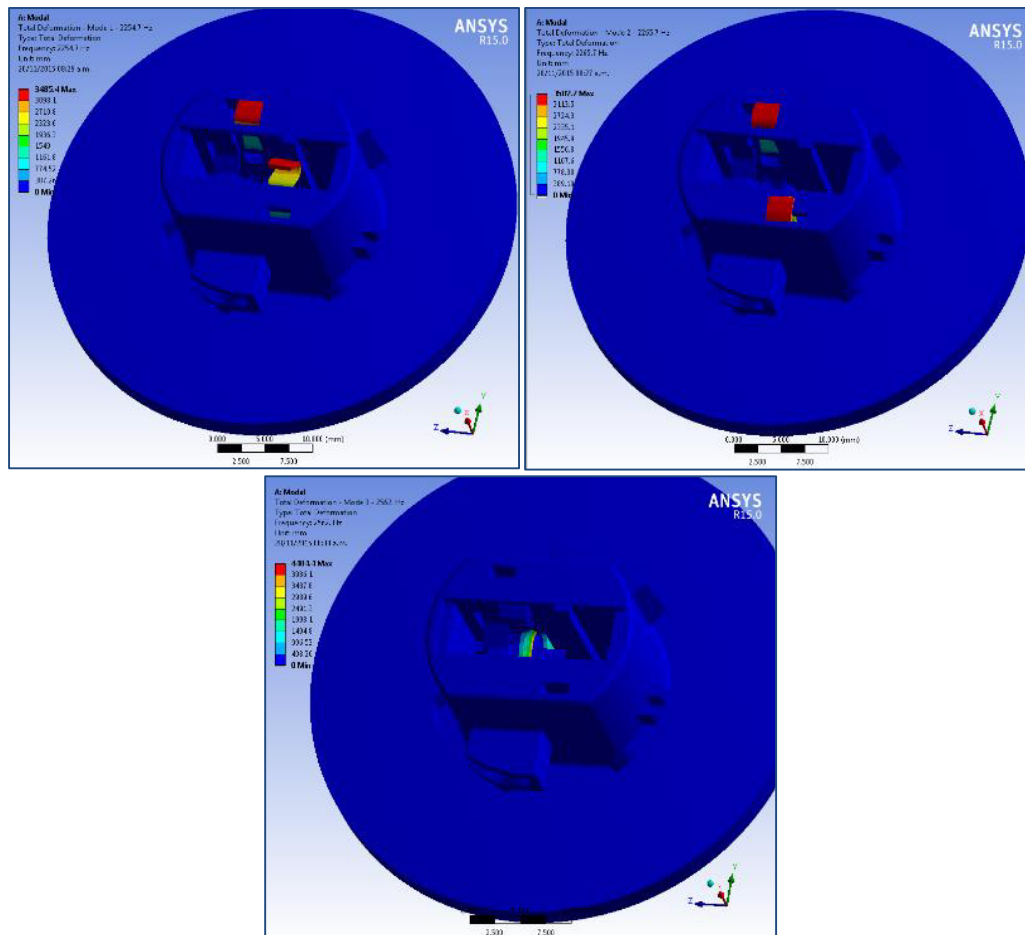


Figura 4.1. Resultado frecuencias naturales en Portalámparas T20 no sellado obtenidas por análisis de elemento finito usando ANSYS.

Enseguida se calcularon los resultados de la respuesta que tendría el producto al estar sometido a una excitación de aceleración PSD, de acuerdo al perfil de vibración de la norma USCAR-15, en la dirección “Y”, ver Figura 4.2.

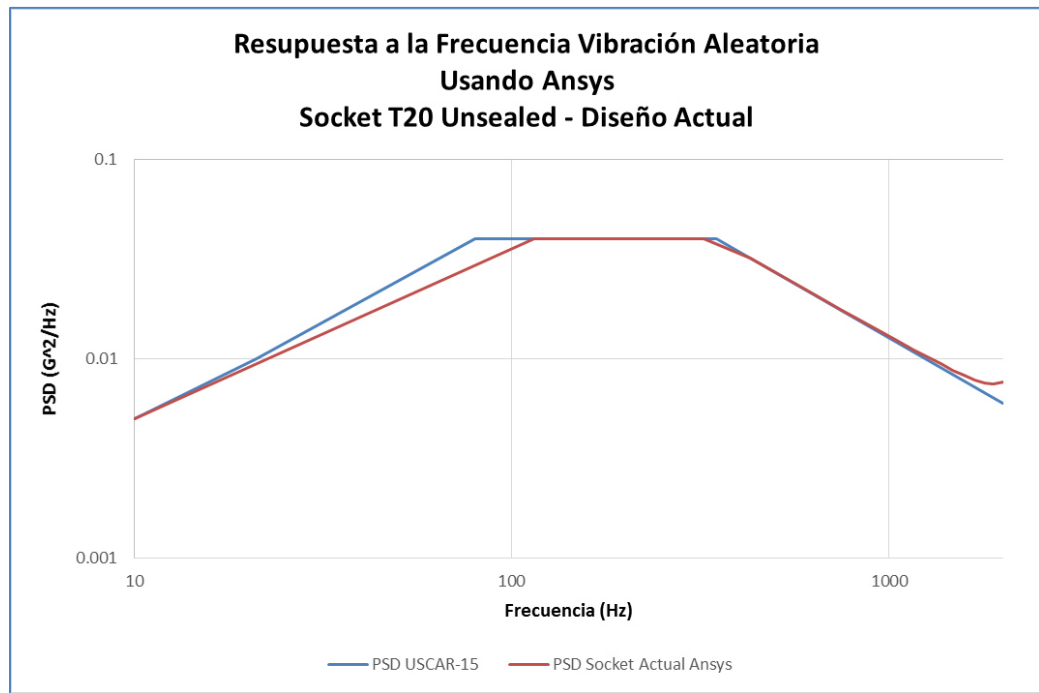


Figura 4.2. Resultado respuesta a PSD en Portalámparas T20 no sellado obtenido por experimentación, línea azul, y análisis de elemento finito usando ANSYS línea roja.

Y para analizar si el producto estaría expuesto a niveles de esfuerzo significativos por esta vibración se observa en la Figura 4.3 los resultados generales de esfuerzo Von Mises, los cuales presentan el nivel más alto en las terminales.

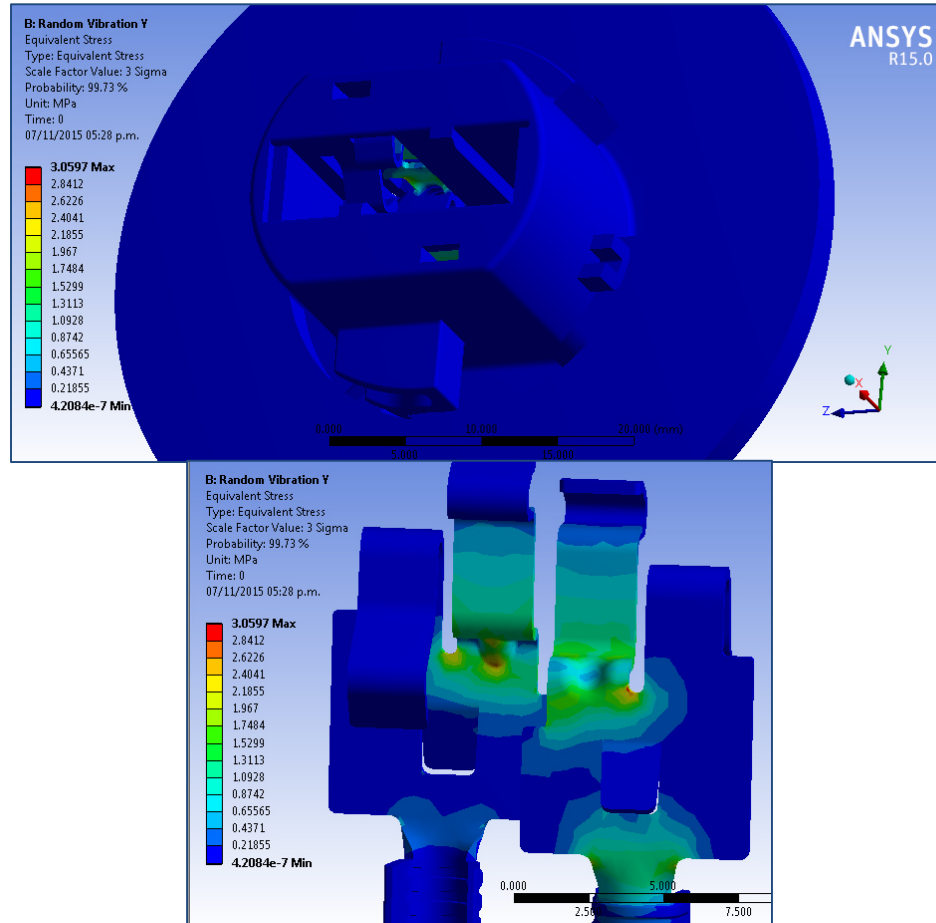


Figura 4.3. Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Ensamble de Portalámparas T20 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS.

Por último se verifica el esfuerzo Von Mises solo de la estructura del portalámpara, el cual se puede ver en la Figura 4.4, para revisar si el portalámpara estará sujeto a altos niveles de esfuerzo que pudieran provocar alguna falla.

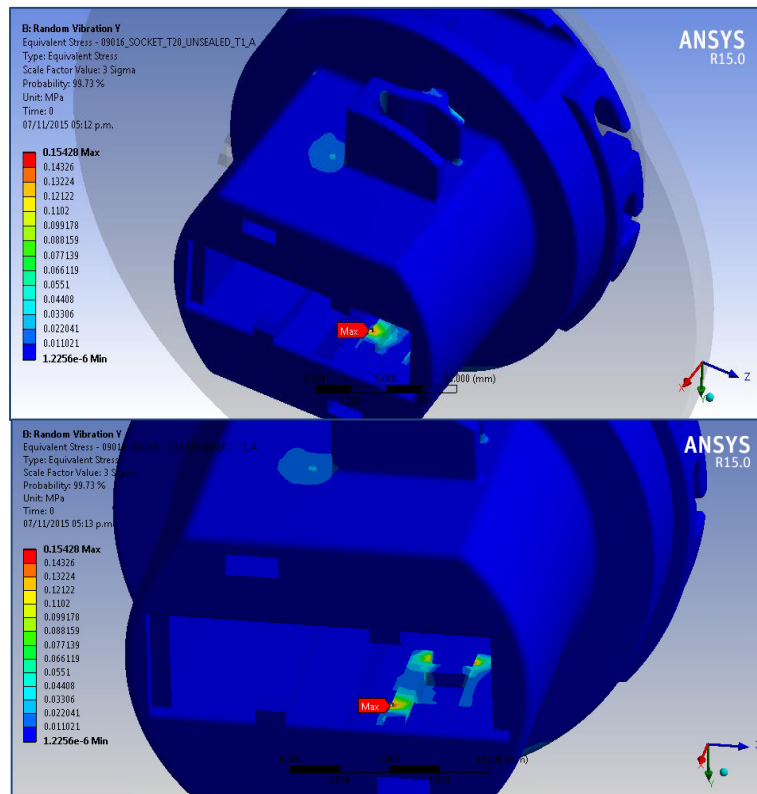


Figura 4.4. Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Estructura Portalámparas T20 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS.

4.3 Resultados de simulación de portalámparas T20 no sellado con modificaciones (Hipótesis).

4.3.1 Caso 1: Reducción de número de soportes en portalámpara.

Para trabajar en la primera hipótesis se modificó el Portalámpara T20 no sellado actual, quitando 2 de los 4 “lugs” con los que actualmente trabaja para mantenerse ensamblado, así podremos conocer como se ve afectada o no la cantidad de “lugs” en un portalámparas dentro de la prueba de vibración aleatoria.

El portalámpara ya modificado como hipótesis 1 siguió la misma metodología de simulación que el portalámpara de diseño actual, y el primer resultado analizado es el resultado del análisis modal, obteniendo su primer modo a 2276.2 Hz, el segundo a 2285.9 Hz y el tercero a 2611.1 Hz, los patrones de deformación de cada modo se observan en la Figura 4.5.

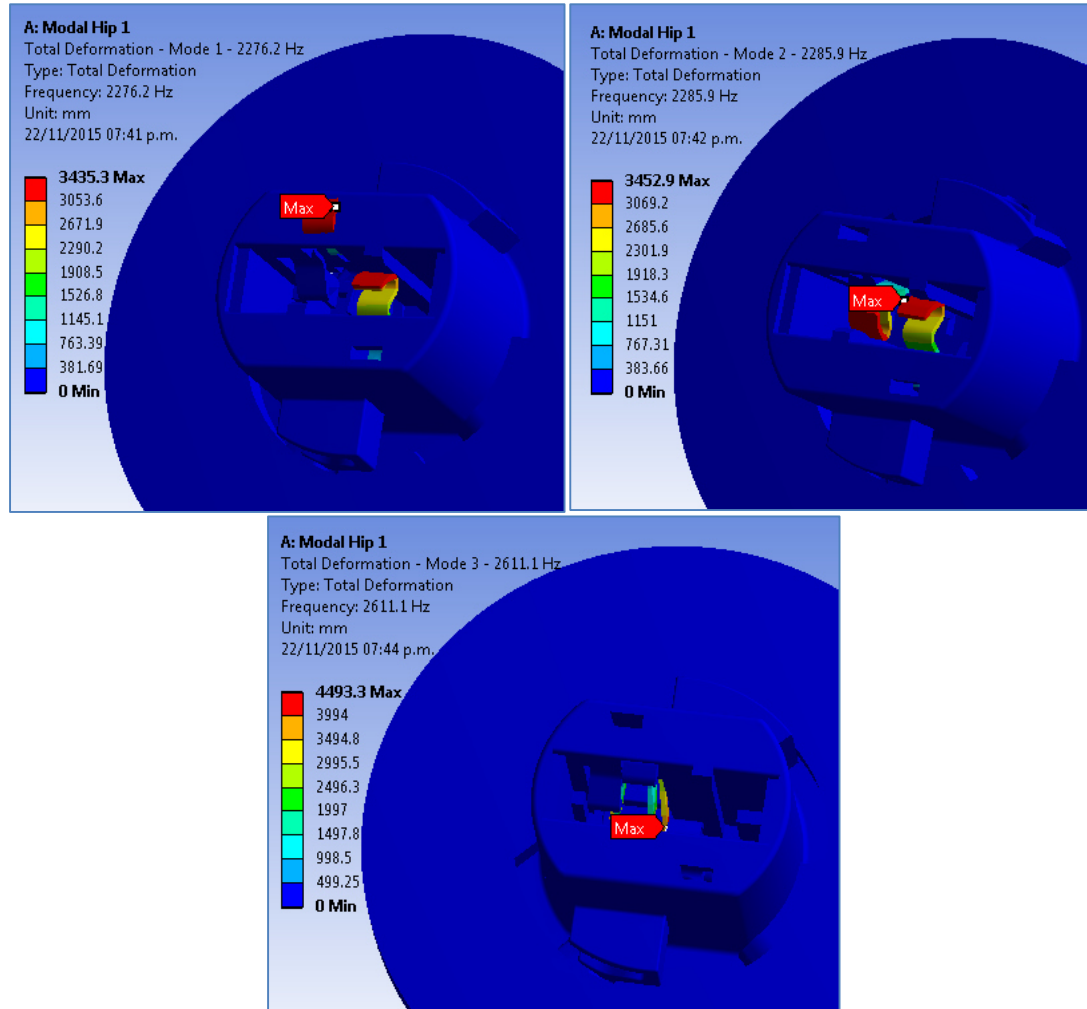


Figura 4.5. Resultado frecuencias naturales en Portalámparas T20 de hipótesis 1 obtenidas por análisis de elemento finito usando ANSYS.

Después se calcularon los resultados de la respuesta que tendría el producto al estar sometido a una excitación de aceleración PSD, de acuerdo al perfil de vibración de la norma USCAR-15, en la dirección “Y”, ver Figura 4.6.

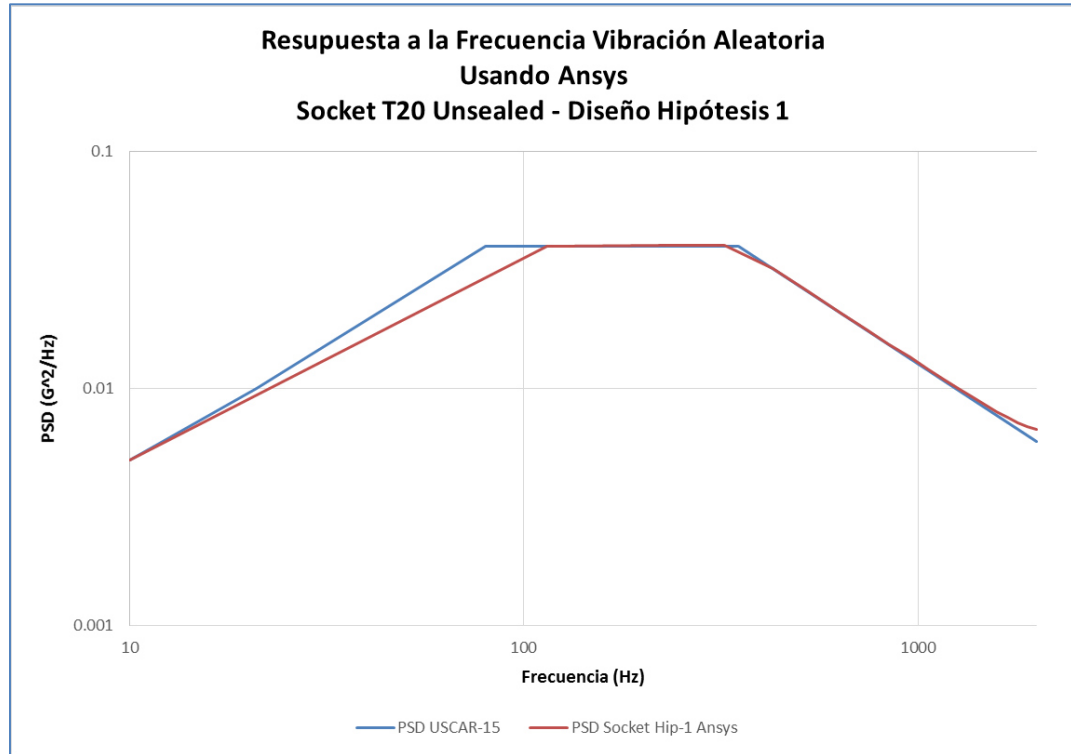


Figura 4.6. Resultado respuesta a PSD en Portalámparas T20 de hipótesis 1 obtenido por experimentación, línea azul, y análisis de elemento finito usando ANSYS línea roja.

Y para analizar los niveles de esfuerzo debidos a este perfil de vibración aleatoria se observa en la Figura 4.7 los resultados generales de esfuerzo Von Mises, los cuales presentan el nivel más alto en las terminales.

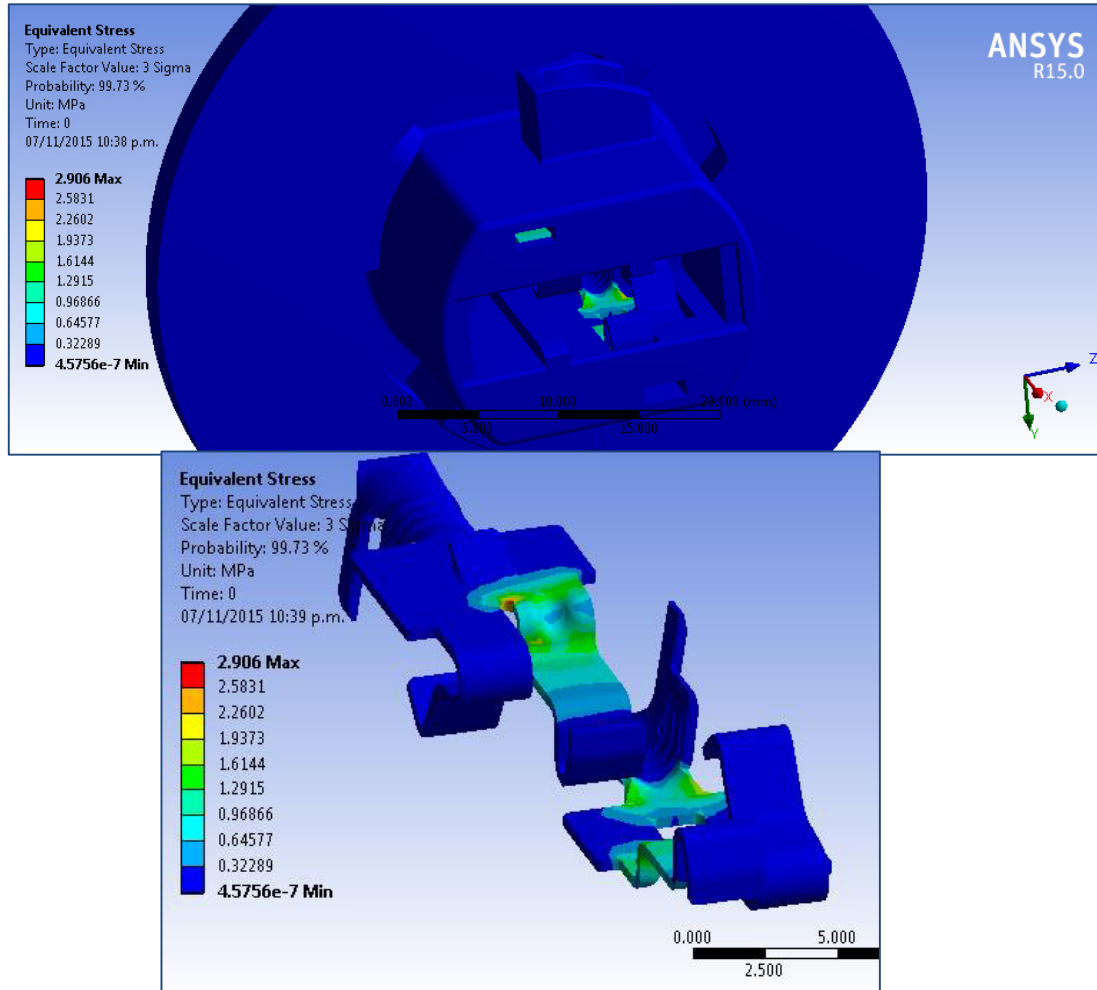


Figura 4.7. Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Ensamble de Portalámparas T20 de hipótesis 1 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS.

Por último se verifica el esfuerzo Von Mises solo de la estructura del portalámpara, el cual se puede ver en la Figura 4.8, para revisar si el portalámpara estará sujeto a altos niveles de esfuerzo que pudieran provocar alguna falla.

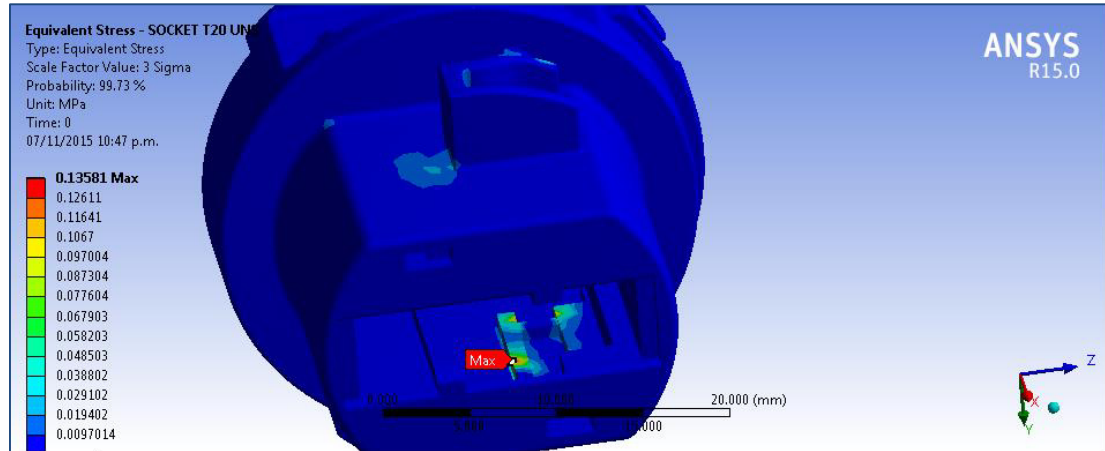


Figura 4.8. Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Estructura Portalámparas T20 hipótesis 1 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS.

4.3.2 Caso 2: Eliminación de restricción en terminales por uso de resina epoxica (potting).

En la segunda hipótesis que se estudió se agregó resina epoxica en la parte trasera del portalámparas, para conocer la respuesta a la vibración del portalámparas con esta variable de diseño.

El primero resultado fue el modal, dando como resultado la primer frecuencia natural en los 2299.2 Hz, la segunda en 2304.9 Hz y la tercera en 2608.6 Hz, en la Figura 4.9 se muestran las formas modales de cada una de las frecuencias naturales.

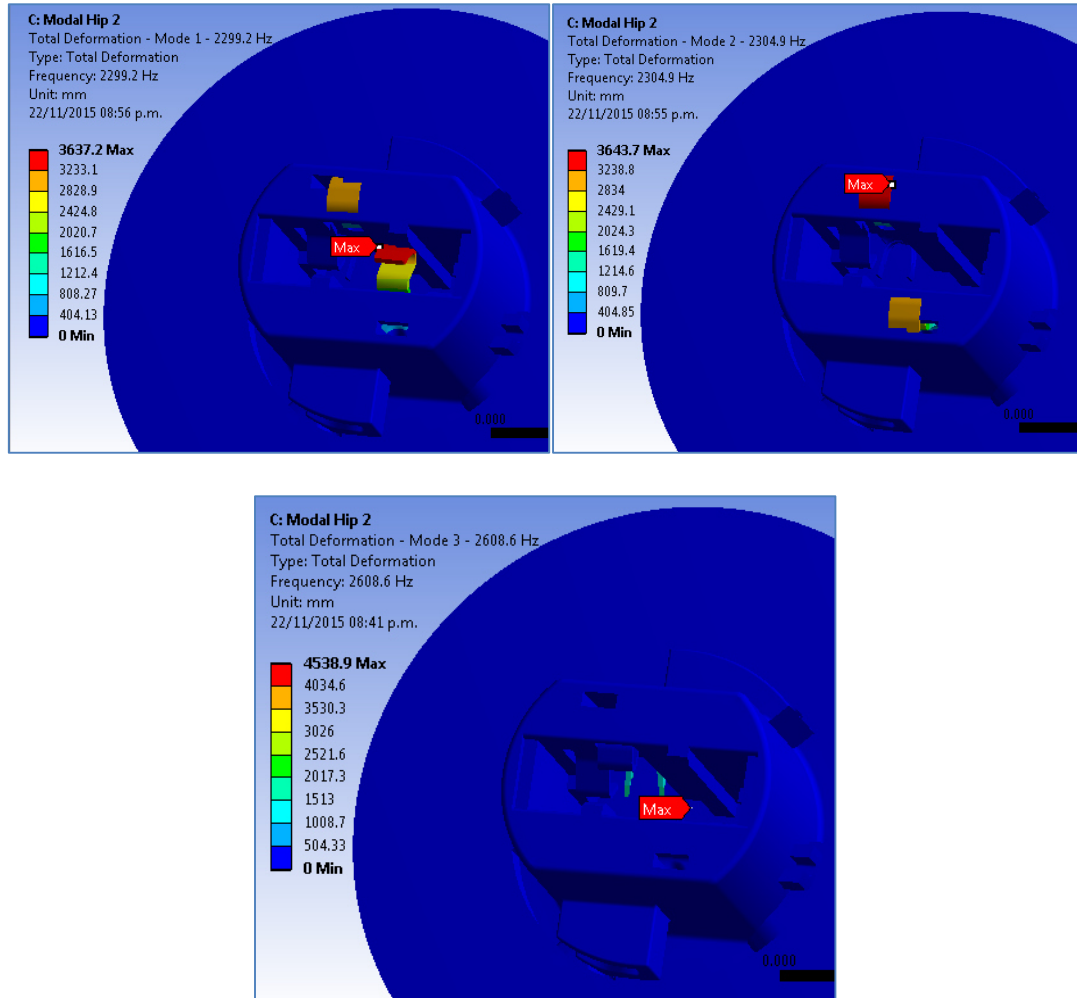


Figura 4.9. Resultado frecuencias naturales y formas modales en Portalámparas T20 de hipótesis 2 obtenidas por análisis de elemento finito usando ANSYS.

Posteriormente se le aplicó una carga de aceleración al modelo de acuerdo a la norma USCAR-15, y en la Figura 4.10 se puede ver la respuesta que el ensamble presenta ante dicha carga.

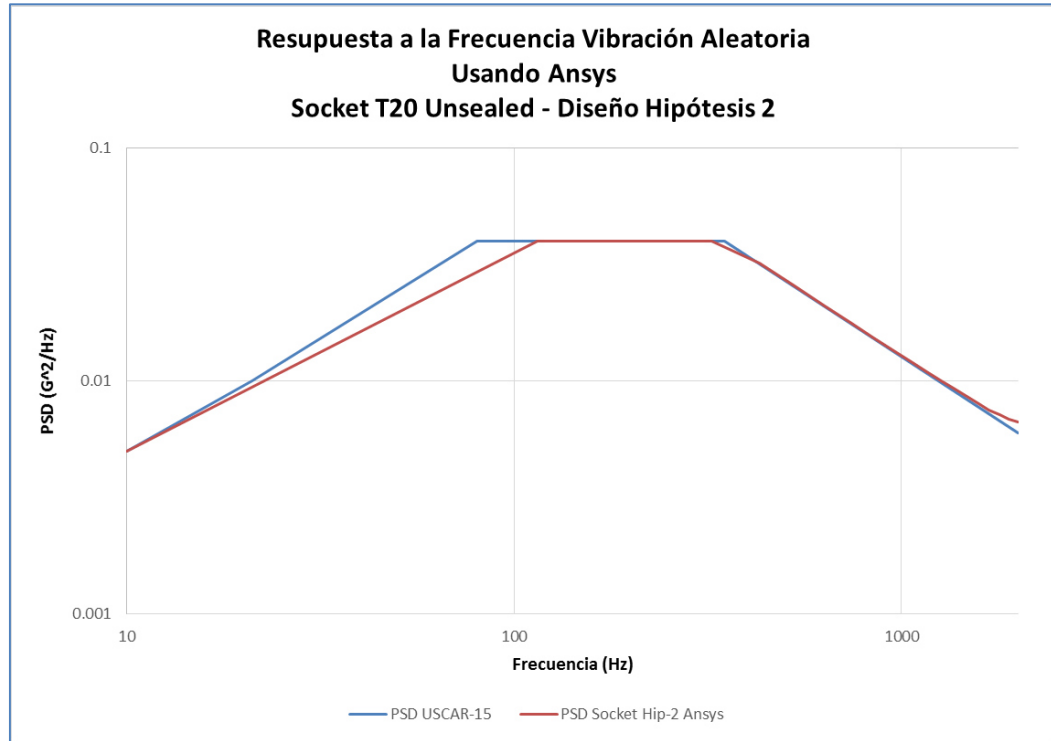


Figura 4.10. Resultado respuesta a PSD en Portalámparas T20 de hipótesis 2 obtenido por experimentación, línea azul, y análisis de elemento finito usando ANSYS línea roja.

Después se analizaron los niveles de esfuerzo debidos a este perfil de vibración aleatoria, los cuales se observan en la Figura 4.11, en la cual el nivel más alto se presenta en las terminales.

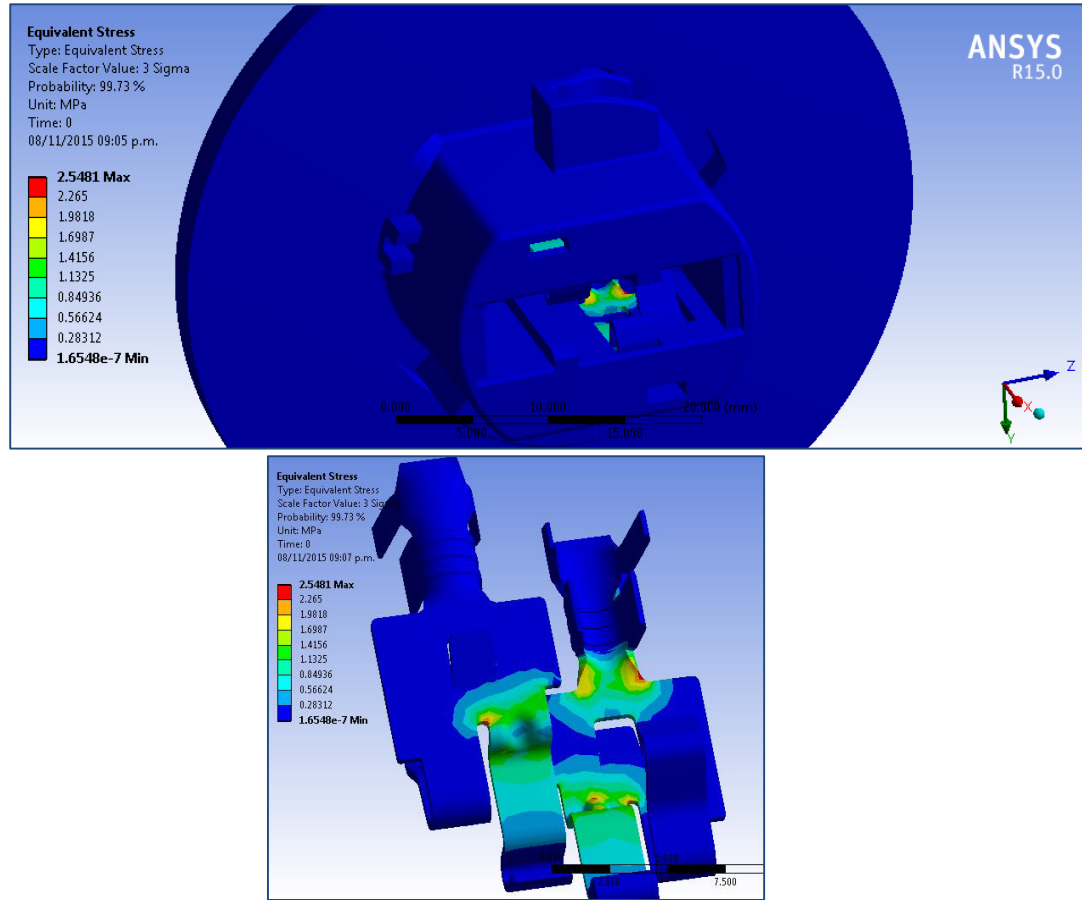


Figura 4.11. Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Ensemble de Portalámparas T20 de hipótesis 2 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS.

Y por último se verifica el esfuerzo Von Mises solo de la estructura del portalámpara, el cual se puede ver en la Figura 4.12, para revisar si el portalámpara estará sujeto a altos niveles de esfuerzo que pudieran provocar alguna falla.

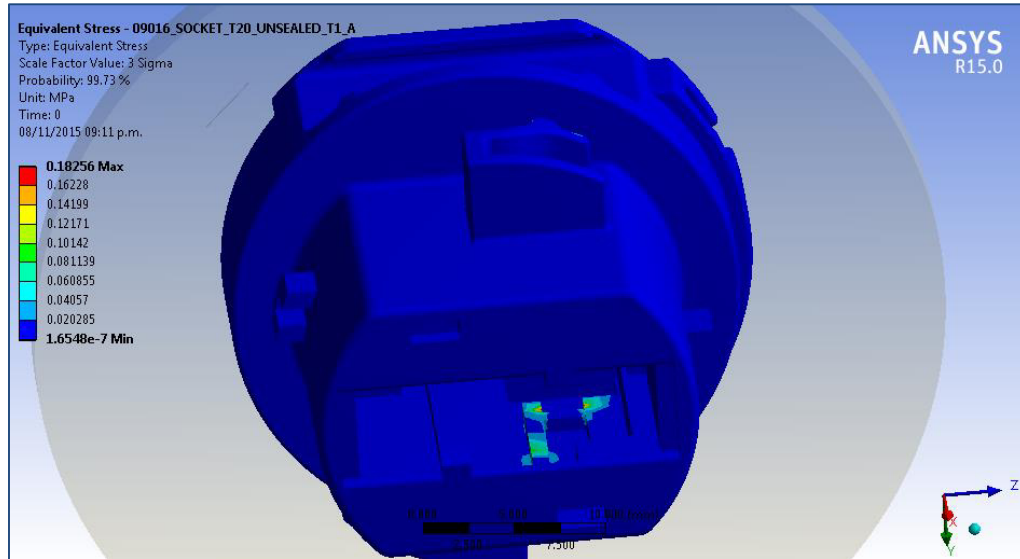


Figura 4.12. Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Estructura Portalámparas T20 hipótesis 2 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS.

4.4 Resultados pruebas vibratorias.

Los resultados que se presentan a continuación fueron ordenados para una mejor visualización distinto a como se describe en la metodología de prueba punto 3.3, pero esto es solo para lograr un mejor análisis, mostrando primero los resultados de la prueba de fatiga y posteriormente la diferente respuesta a la vibración que el producto presentó antes y después de ésta prueba.

4.4.1 Resultados Portalámparas T20 No Sellado diseño actual.

Vibración aleatoria en Portalámparas T20 no sellado (diseño actual): El producto se sometió a 6 horas de vibración aleatoria para someter a esfuerzos dinámicos el sistema y ver posibles modos de falla en el producto durante o después de haber soportado este tiempo, en la Figura 4.13 se observa el comportamiento del perfil durante la prueba y la respuesta a la frecuencia que presentó el producto durante dicha prueba de fatiga, así mismo para su posterior análisis se incluyó el resultado de la respuesta a la frecuencia obtenido por simulación.

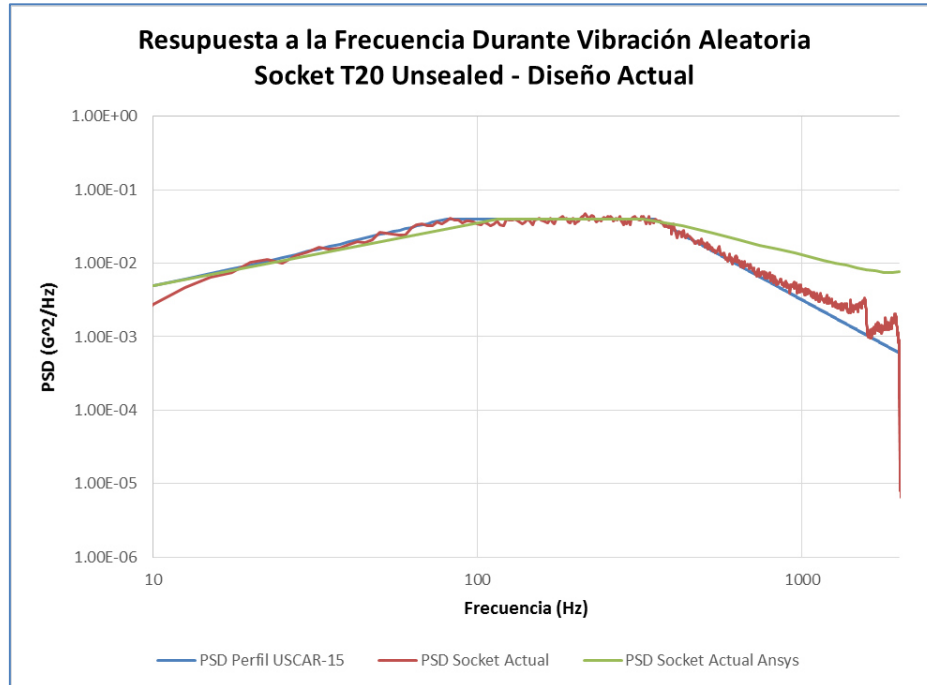


Figura 4.13. Gráfica de perfil de vibración aleatoria experimental USCAR-15 observada durante las 6 horas de prueba de portalámpara actual línea azul, resultado de respuesta a la frecuencia en portalámpara línea roja, resultado de respuesta a la frecuencia simulación en ANSYS línea verde.

Durante y después de la vibración no se observó ningún defecto en el producto que pudiera provocar alguna falla durante su funcionamiento, este fue monitoreado mediante los resultados de búsqueda de resonancia y mediante una inspección visual.

Búsqueda de resonancia en Portalámparas T20 no sellado (diseño actual): Las resonancias o frecuencias naturales encontradas en el sistema del portalámparas antes y después de 6 horas de vibración aleatoria con diseño actual se muestran en la Figura 4.14, para este análisis sólo se estudiarán los resultados obtenidos en el acelerómetro colocado en la parte superior del porta-lámpara

midiendo la respuesta en dirección “Z”, ya que es el área y la dirección crítica en el producto por ser la que sostiene o transmite la vibración al foco.

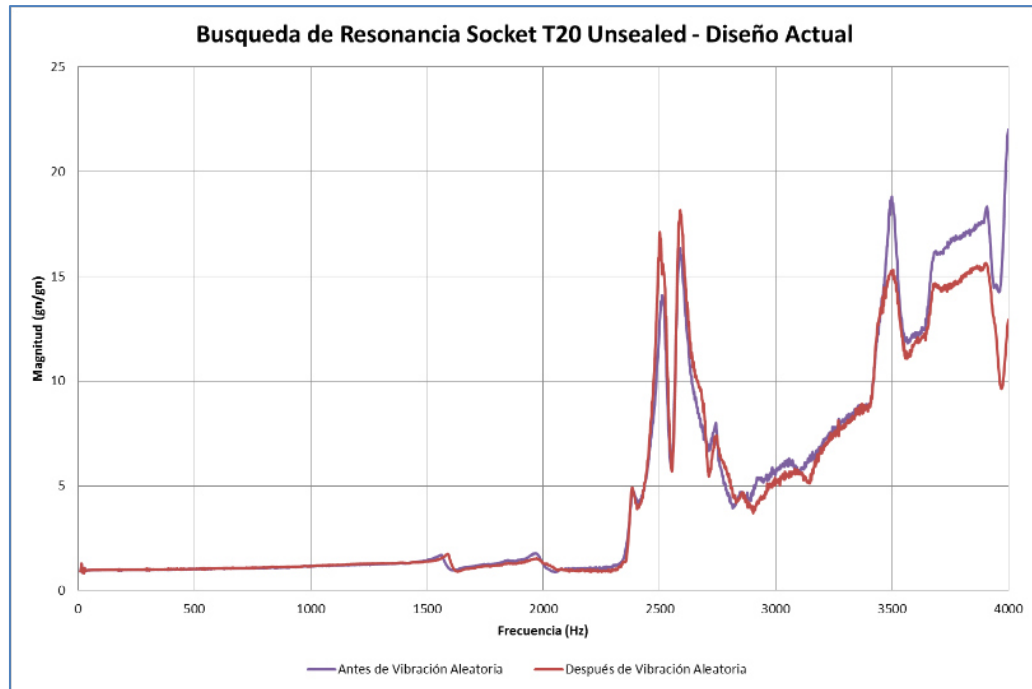


Figura 4.14. Resultado búsqueda de resonancia de Portalámparas T20 no sellado antes de prueba de vibración línea morada, y después de prueba de vibración aleatoria línea roja.

A continuación en la Tabla 4.1 se muestra un resumen de las resonancias encontradas en el socket del diseño actual antes y después de 6 horas de vibración aleatoria. Se muestran los valores de frecuencias naturales encontrados durante el experimento, en Hertz, y el amortiguamiento del sistema calculado mediante un proceso de ajuste de curvas en base a una simplificación de 1 grado de libertad, representado por el factor de pérdida de η . Se presenta también el porcentaje de cambio en estos índices antes y después.

Tabla 4.1. Resultado de frecuencias naturales encontradas con su factor de pérdida de amortiguamiento antes y después de prueba de vibración aleatoria.

Resonancia Porta-lámpara Diseño Actual						
Resonancia	Antes de Vibración Aleatoria		Después de Vibración Aleatoria		Porcentaje de cambio (%)	
	Frecuencia (Hz)	Factor de pérdida de Amortiguamiento (η)	Frecuencia (Hz)	Factor de pérdida de Amortiguamiento (η)	Frecuencia	Factor de Amortiguamiento
1	1965.0	0.11208	1970.9	0.17110	0.3	52.7
2	2510.8	0.01863	2501.1	0.01870	-0.4	0.4
3	2588.8	0.02184	2588.8	0.02032	0.0	-6.9

4.4.2 Resultados Portalámparas T20 No Sellado con modificación para Hipótesis 1.

Vibración aleatoria en socket T20 no sellado (Hipótesis 1): El producto se somete a 6 horas de vibración aleatoria para someter a esfuerzos dinámicos el sistema y ver posibles modos de falla, en la Figura 4.15 se puede observar el comportamiento del perfil durante la prueba, además para su posterior análisis se incluyó el resultado de la respuesta a la frecuencia obtenido por simulación.

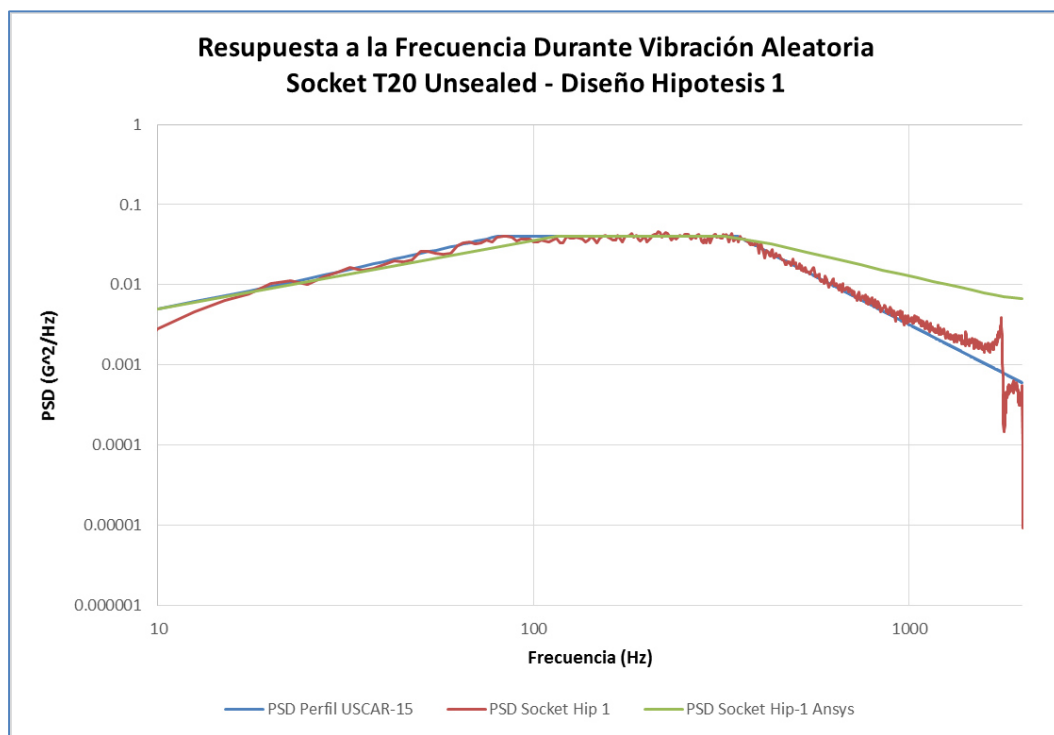


Figura 4.15. Gráfica de perfil de vibración aleatoria experimental USCAR-15 observada durante las 6 horas de prueba de portalámpara de hipótesis 1 línea azul, resultado de respuesta a la frecuencia en portalámpara línea roja, resultado respuesta a la frecuencia de simulación en ANSYS línea verde.

Durante y después de la vibración no se observó ningún defecto en el producto que pudiera provocar alguna falla durante su funcionamiento, este fue monitoreado mediante los resultados de búsqueda de resonancia y mediante una inspección visual.

Búsqueda de resonancia en Portalámparas T20 no sellado (Hipótesis 1): El producto fue modificado para simular físicamente las condiciones expuestas en la hipótesis 1, quitándole 2 de los 4 soportes que tiene para sujetarse en la contraparte en la que se sujeta cuando es ensamblado en la lámpara. Las resonancias o frecuencias naturales encontradas en el sistema del portalámparas antes y después de 6 horas de vibración aleatoria con diseño de hipótesis 1 se muestran en la Figura 4.16.

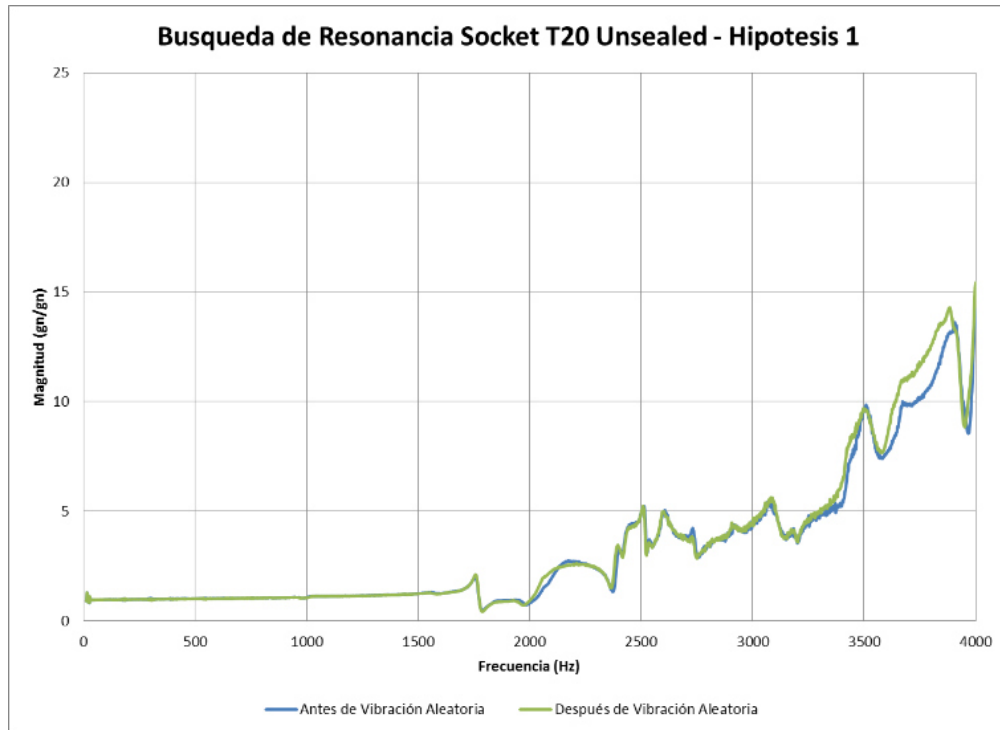


Figura 4.16. Resultado búsqueda de resonancia de Portalámparas T20 no sellado (Hipótesis 1) antes y después de prueba de vibración (línea azul y verde respectivamente).

A continuación en la Tabla 4.2 se muestra un resumen de las resonancias encontradas en el socket del diseño hipótesis 1 antes y después de 6 horas de vibración aleatoria con su respectivo factor de pérdida de amortiguamiento.

Tabla 4.2. Resultado de frecuencias naturales encontradas con su factor de pérdida de amortiguamiento antes y después de prueba de vibración aleatoria para el caso de hipótesis 1.

Resonancia Portalámpara - Hipotesis 1						
Resonancia	Antes de Vibración Aleatoria		Después de Vibración Aleatoria		Porcentaje de cambio (%)	
	Frecuencia (Hz)	Factor de pérdida de Amortiguamiento (η)	Frecuencia (Hz)	Factor de pérdida de Amortiguamiento (η)	Frecuencia	Factor de Amortiguamiento
1	1754.5	0.04111	1756.5	0.03329	0.1	-19.0
2	2173.6	0.11478	2210.6	0.13490	1.7	17.5
3	2512.8	0.03879	2508.9	0.03651	-0.2	-5.9

4.4.3 Resultados Portalámparas T20 No Sellado con modificación para Hipótesis 2.

Vibración aleatoria en Portalámparas T20 no sellado (Hipótesis 2): El producto se somete a 6 horas de vibración aleatoria para estresar el sistema y ver posibles modos de falla, en la gráfica de la Figura 4.17 se puede observar el comportamiento del perfil durante la prueba, además para su posterior análisis se incluyó el resultado de la respuesta a la frecuencia obtenido por simulación.

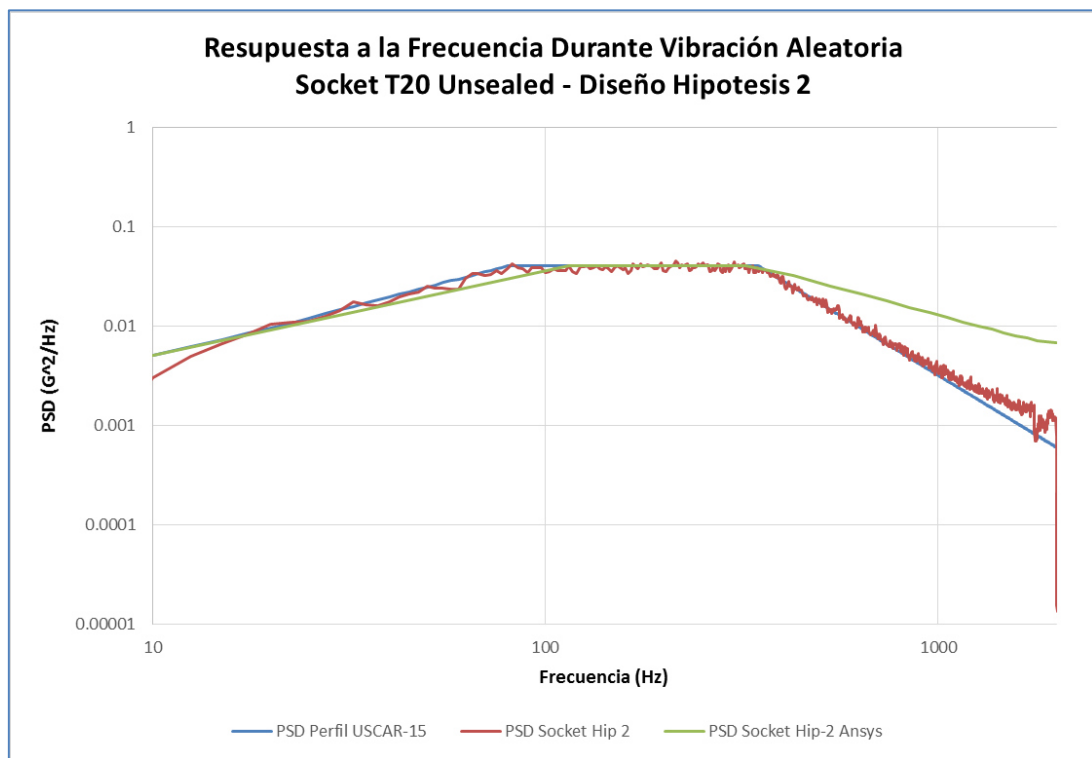


Figura 4.17. Gráfica de perfil de vibración aleatoria USCAR-15 observada durante las 6 horas de prueba de portalámpara de hipótesis 2 (línea azul), respuesta a la frecuencia en portalámpara (línea roja) y resultado de simulación de ANSYS (línea verde).

Durante y después de la vibración no se observó ningún defecto en el producto que pudiera provocar alguna falla durante su funcionamiento, este fue monitoreado mediante los resultados de búsqueda de resonancia y mediante una inspección visual.

Búsqueda de resonancia en Portalámparas T20 no sellado (Hipótesis 2): El producto fue modificado para simular físicamente las condiciones expuestas en la hipótesis 2, dejando los 4 soportes que tiene para sujetarse en la contraparte cuando es ensamblado en la lámpara, pero agregando una resina epoxica en la parte trasera. Las resonancias o frecuencias naturales encontradas en el sistema del portalámparas antes y después de 6 horas de vibración aleatoria con diseño actual se muestran en la Figura 4.18.

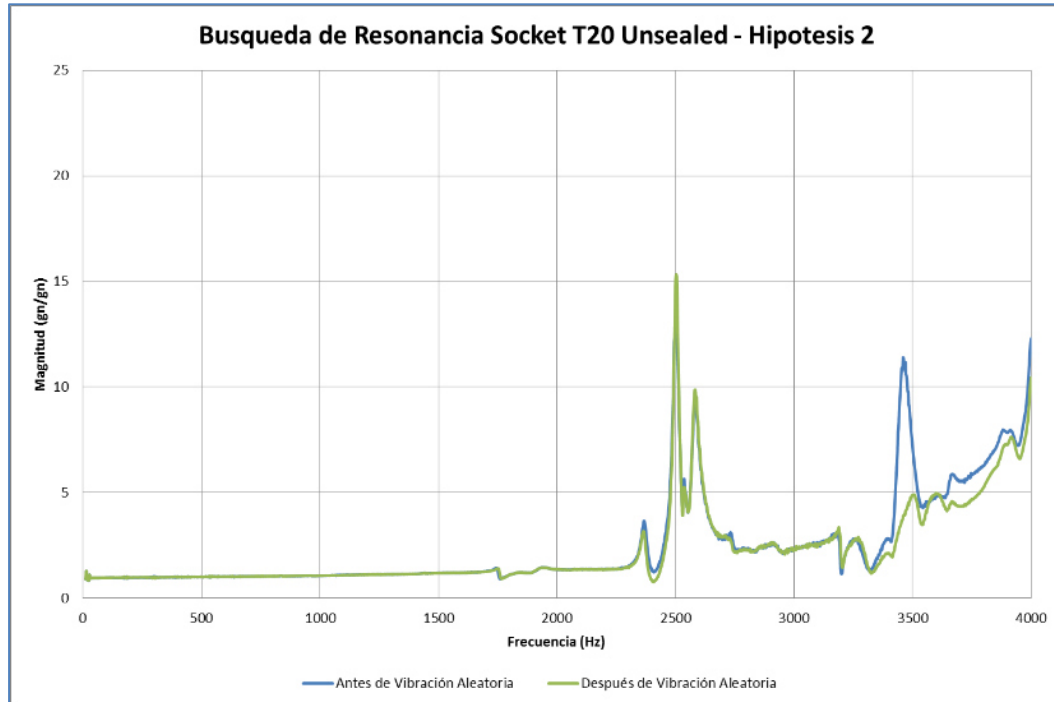


Figura 4.18. Resultado de frecuencias naturales encontradas y su magnitud antes y después de prueba de vibración aleatoria para caso de hipótesis 2 (línea azul y verde respectivamente).

A continuación en la Tabla 4.3 se muestra un resumen de las resonancias encontradas en el socket hipótesis 2 antes y después de 6 horas de vibración aleatoria con su respectivo factor de pérdida de amortiguamiento.

Tabla 4.3. Resultado de frecuencias naturales encontradas con su factor de pérdida de amortiguamiento y amortiguamiento antes y después de prueba de vibración aleatoria para caso de hipótesis 2.

Resonancia Porta-lámpara - Hipotesis 2						
Resonancia	Antes de Vibración Aleatoria		Después de Vibración Aleatoria		Porcentaje de cambio (%)	
	Frecuencia (Hz)	Factor de pérdida de Amortiguamiento (η)	Frecuencia (Hz)	Factor de pérdida de Amortiguamiento (η)	Frecuencia	Factor de Amortiguamiento
1	2366.6	0.01235	2364.6	0.01236	-0.1	0.1
2	2501.1	0.00857	2503.0	0.00779	0.1	-9.2
3	3187.2	0.06910	2582.9	0.01283	-19.0	-81.4

4.5 Discusión resultados de simulación.

Ahora se discutirán los resultados de simulación del portalámpara con diseño actual, en la Figura 4.1 se presentan los primeros 3 modos de dicho diseño, en el cual se puede ver que el modo más bajo se encuentra por encima de los 2000 Hz (límite máximo de perfil de vibración aleatorio de norma USCAR-15), por lo cual de acuerdo con la simulación el ensamble no presentaría ningún efecto de resonancia, al menos en el rango de frecuencias determinado por la prueba como se puede ver en la Figura 4.2. Además se estudió el esfuerzo Von Mises que el ensamble de portalámpara tendría dando como resultados esfuerzos relativamente bajos comparado con el límite de esfuerzo a la fractura del material, 70 MPa, este resultado se puede ver en la Figura 4.3, donde se presenta un esfuerzo máximo de 3.05 MPa del ensamble completo, este se presentó en las terminales, el esfuerzo máximo del portalámpara fue de 0.15MPa como se muestra en la Figura 4.4.

En el caso del portalámpara modificado como hipótesis 1, donde se le quitaron dos de los cuatro soportes que tiene, se puede ver en la Figura 4.5 las frecuencias naturales resultantes de los primeros 3 modos, estando todas por encima de los 2000 Hz, en la Tabla 4.4 se muestra una comparación de resultados con respecto a los del portalámpara con diseño actual, en la que se puede ver que hay un incremento en las frecuencias de entre 0.89% y 1.92%, en la Figura 4.6 se puede ver la respuesta al PSD que presenta el portalámpara, en la cual se puede ver que no tiene resonancia.

Tabla 4.4. Comparación de resultados frecuencias naturales entre portalámpara con diseño actual e hipótesis 1.

Frecuencias naturales Portalámpara			
Modo	Diseño actual	Hipotesis 1	% de cambio
	Frecuencia (Hz)		
1	2254.7	2276.2	0.95
2	2265.7	2285.9	0.89
3	2562	2611.1	1.92

En cuanto al estudio de esfuerzo Von Mises, que se presenta en la Figura 4.7, también presenta valores bajos comparados con el esfuerzo de fractura y el nivel más alto está presente en las terminales, el resultado de esfuerzo solo de la estructura del portalámpara se puede ver en la Figura 4.8 donde se observa que los valores son bajos por lo que no presentaría un problema de falla o fractura.

Y por último para el caso del portalámpara modificado como hipótesis 2, al cual se le agregó resina epoxica en la parte trasera del producto, los resultados del análisis modal se presentan en la Figura 4.9, en donde todas las frecuencias están por encima de los 2000 Hz por lo tanto no se observa resonancia en la gráfica de la Figura 4.10 que presenta la gráfica del perfil de vibración junto con la respuesta del portalámpara. En la Tabla 4.5 se puede analizar en porcentaje de cambio que sufrió el ensamble en cuanto a sus frecuencias naturales con respecto al diseño actual, aquí se puede ver que existe un incremento en las 3 frecuencias naturales probablemente debido a que la rigidez del producto se incrementó al usar la resina epoxica.

Tabla 4.5. Comparación de resultados frecuencias naturales entre portalámpara con diseño actual e hipótesis 2.

Frecuencias Naturales Portalámpara (Ansys)			
Modo	Diseño actual	Hipotesis 2	% de cambio
	Frecuencia (Hz)		
1	2254.7	2299.2	2.0
2	2265.7	2304.9	1.7
3	2562	2608.6	1.8

En cuanto el caso del estudio de los esfuerzos Von Mises de las Figuras 4.11 y 4.12 se puede ver que al igual que los casos anteriores del diseño actual e hipótesis 1 el esfuerzo es muy bajo comparado con su esfuerzo de fractura.

4.6 Discusión resultados pruebas vibratorias.

Una vez realizada la experimentación planeada para comprobar la correlación que pudiera existir del efecto en el portalámpara producido por la modificación de diseño expuesta en la hipótesis 1 y 2, se puede observar que sí existe un ligero efecto en el producto dado por cada uno de estos cambios en el diseño.

Lo primero que se estudió fue el portalámpara con su diseño original para conocer su respuesta a la vibración y factor de amortiguamiento propio con el fin de analizar el efecto que un cambio en el diseño le pudiera provocar en la respuesta a la vibración y amortiguamiento.

En la Figura 4.13 se observa una gráfica en la cual se muestra la respuesta que el portalámpara presenta a la excitación programada en el perfil de vibración, y en ella se puede ver que en la mayor parte del rango de frecuencias probado no presenta alguna respuesta de resonancia, sino hasta que llega a altas frecuencias, 1965 Hz de acuerdo al barrido de búsqueda de resonancia.

La Figura 4.14 muestra el resultado del estudio de búsqueda de resonancia antes y después de ser sometido el producto a la prueba de vibración aleatoria por 6 horas, y analizando la gráfica se puede ver un comportamiento muy similar del producto, en la Tabla 4.1 se pueden ver que la frecuencia de resonancia no vario más de 0.4% después de haber sido sometido a una prueba de fatiga por lo tanto el portalámpara conserva las mismas frecuencias naturales, pero lo que sí presentó un cambio mayor fue el factor de pérdida de amortiguamiento en el primer modo, aumentando un 52.7% lo cual significa que en esta frecuencia el amortiguamiento aumentó, al final de la prueba el resultado no tuvo un impacto

grave en el producto ya que este siguió funcionando normalmente sin ningún problema y no presentó un daño aparente. Es posible que este aumento en el factor de amortiguamiento haya sido provocado por indicios de desgaste o fricción durante el proceso de vibración por 6 horas, o alguna soldadura que haya causado mayor libertad de movimiento y por ende mayor fricción. Así mismo, es importante mencionar que sólo una de las frecuencias naturales se presenta en el rango de frecuencia máximo de la prueba, pero al ser vibración aleatoria es poco probable que el producto presente fallas debidas a resonancia, al menos en el rango de frecuencias específico al cual se valida el producto (de 10 a 2000 Hz).

Ahora bien pasando a los resultados observados anteriormente del portalámpara modificado como hipótesis 1 se observa en la Figura 4.15 que el comportamiento a bajas frecuencias no se ve afectado por esta modificación, pero en altas frecuencias sí existe una diferencia ligeramente notable en esta misma figura, esto puede ser observado mejor en la Figura 4.19 en donde se juntan los resultados finales de búsqueda de resonancia del portalámpara actual junto con el de la hipótesis 1.

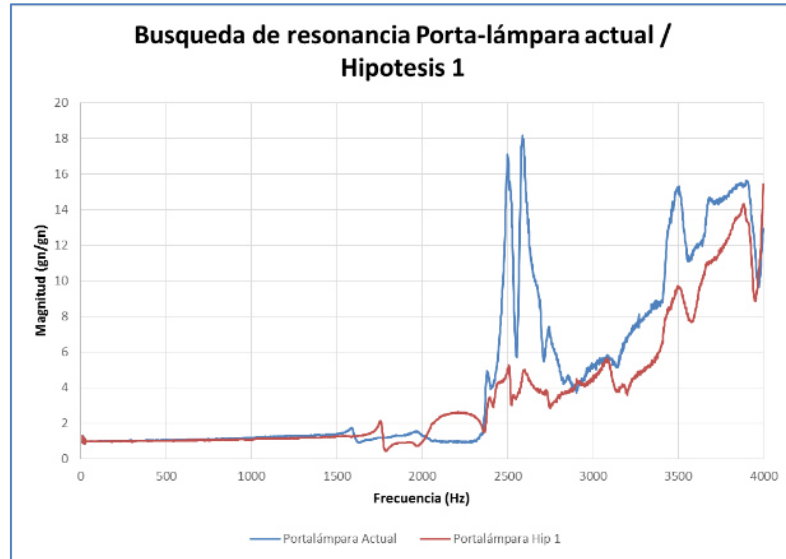


Figura 4.19. Resultado de frecuencias naturales encontradas y su magnitud entre el porta-lámpara actual y la hipótesis 1 después de ser sometidos a 6 horas de vibración aleatoria (línea azul y roja respectivamente).

Y en la Tabla 4.6 se muestra una comparativa de los resultados presentados anteriormente en la Figura 4.19 en donde se observa una reducción en las primeras 3 frecuencias naturales del producto de 10.9%, 11.6% y 3.1% respectivamente al tener 2 soportes menos de apoyo entre el producto y su contraparte, además el amortiguamiento también varió dependiendo de cada frecuencia como se observa en la figura, en la segunda y tercer resonancia se aprecia un incremento en el factor de pérdida de amortiguamiento para el diseño de hipótesis 2, esto debido al incremento en el amortiguamiento, probablemente debido a que al quitarle rigidez al ensamble por la eliminación de 2 soportes de ensamble.

Tabla 4.6. Comparación de resultados de frecuencias naturales encontradas y su factor de pérdida de amortiguamiento entre el porta-lámpara actual y la hipótesis 1 después de ser sometidos a 6 horas de vibración aleatoria.

Comparación Portalámpara - Hipotesis 1						
Resonancia	Socket actual		Hipotesis 1		Porcentaje de cambio (%)	
	Frecuencia (Hz)	Factor de perdida de Amortiguamiento (η)	Frecuencia (Hz)	Factor de perdida de Amortiguamiento (η)	Frecuencia	Factor de perdida de Amortiguamiento
1	1970.9	0.17110	1756.5	0.03329	-10.9	-80.5
2	2501.1	0.01870	2210.6	0.13490	-11.6	621.4
3	2588.8	0.02032	2508.9	0.03651	-3.1	79.7

En la Figura 4.16 y Tabla 4.2 se puede ver que el portalámpara de hipótesis 1 no presenta un daño en su estructura durante las 6 horas de vibración aleatoria a las que se sometió por lo que las gráficas de búsqueda de resonancia antes y después de esta prueba se pueden ver muy parecidas.

Por último en los resultados de la hipótesis 2 se observa en la Figura 4.17 que al igual que los portalámparas anteriores éste se comporta estable a bajas frecuencias y cuando se encuentra en las altas empieza a presentar una respuesta de resonancia en la estructura del producto.

Además, en la Figura 4.18 se puede ver que el comportamiento del portalámpara antes y después de la prueba de fatiga es similar, por lo que no presenta un daño en el producto que altere estos resultados significativamente, como se puede ver en la Tabla 4.3 en donde las frecuencias 1 y 2 de resonancia muestran valores muy cercanos.

También se puede analizar en la Figura 4.20 la diferencia presente entre el portalámpara actual e hipótesis 2, en donde se puede ver que las frecuencias de resonancia en el portalámpara de hipótesis 2 presentan valores más altos.



Figura 4.20. Resultado de frecuencias naturales encontradas y su magnitud entre el porta-lámpara actual y la hipótesis 2 después de ser sometidos a 6 horas de vibración aleatoria (línea azul y roja respectivamente).

En la Tabla 4.7 se muestra un resumen comparativo de las frecuencias naturales encontradas en el porta-lámpara actual y de la hipótesis 2.

Tabla 4.7. Comparación de resultados de frecuencias naturales encontradas y su factor de pérdida de amortiguamiento entre el porta-lámpara actual y la hipótesis 2 después de ser sometidos a 6 horas de vibración aleatoria.

Comparación Porta-lámpara - Hipotesis 2						
Resonancia	Portalámpara actual		Hipotesis 2		Porcentaje de cambio (%)	
	Frecuencia (Hz)	Factor de perdida de Amortiguamiento (η)	Frecuencia (Hz)	Factor de perdida de Amortiguamiento (η)	Frecuencia	Factor de perdida de Amortiguamiento
1	1970.9	0.17110	2364.6	0.01236	20.0	-92.8
2	2501.1	0.01870	2503.0	0.00779	0.1	-58.4
3	2588.8	0.02032	2582.9	0.01283	-0.2	-36.9

El resultado de frecuencia de resonancia con las muestras de porta-lámpara modificado como hipótesis 2 se incrementa, principalmente en su primera frecuencia, que es la más importante ya que es la más cercana al rango de frecuencia al que el producto es expuesto para validación, por el contrario el factor de pérdida de amortiguamiento disminuye notablemente en las 3 primeras frecuencias de resonancia estudiadas 92.8%, 58.4%, 36.9% respectivamente lo que significa que el producto es ligeramente rígido y menos amortiguado. Sin embargo, es apreciable una disminución de la respuesta en la propuesta 2, en las altas frecuencias, lo que pueda traer ventajas en la durabilidad del producto en estas frecuencias, aunque no son consideradas por el estándar.

4.4.1 Comparación de resultados experimentales con simulación de elementos finitos.

Analizando la correlación que hay entre los resultados de simulación con los resultados obtenidos en las pruebas experimentales se puede observar en la Figura 4.7 que en bajas frecuencias hay un comportamiento muy similar al predicho por la simulación, y a altas frecuencias este comportamiento es más alto en los resultados de simulación. En la Tabla 4.8 se puede comparar los resultados de frecuencias naturales obtenidos mediante experimentación y simulación.

Tabla 4.8. Comparación de resultados de frecuencias naturales encontradas en el diseño actual de experimentación con simulación FEA.

Resonancia Porta-lámpara Diseño Actual			
Resonancia	Experimentación	Simulación FEA	Porcentaje de cambio (%)
	Frecuencia (Hz)	Frecuencia (Hz)	Frecuencia
1	1965.0	2254.7	14.7
2	2510.8	2265.7	-9.8
3	2588.8	2562.0	-1.0

Aquí se observa como existe una variación del 14.7% para la primer frecuencia natural, y este porcentaje va disminuyendo para la segunda y tercer frecuencia natural a 9.8% y 1 %, la variación de la primer frecuencia natural que sería la de más interés por el ser la más cercana al límite máximo de frecuencia de 2,000 Hz posiblemente se debe a que la simulación resuelve con contactos lineales (pegado o sin separación) para el ensamble, por lo que no logra detectar alguna posible soldadura entre el portalámpara y la contraparte o el portalámpara y las terminales, es por esto que este porcentaje de variación se debe de considerar en

futuras simulaciones para su análisis, tomando un margen de factor de seguridad que considere esta variación si así lo requiere algún producto crítico.

En la Figura 4.9 se puede observar la diferencia del comportamiento encontrado por simulación y de forma experimental, en la que al igual que en el caso anterior en bajas frecuencias el portalámpara es estable, y en altas frecuencias ya se observa un incremento en la respuesta del producto con respecto al perfil al que se sujetó en ambos casos (simulación y experimentación), en la Tabla 4.9 se presenta una comparación en cuanto a resultado de frecuencias naturales encontradas.

Tabla 4.9. Comparación de resultados de frecuencias naturales encontradas en el diseño de hipótesis 1 entre experimentación y simulación FEA.

Resonancia Porta-lámpara Hipotesis 1			
Resonancia	Experimentación	Simulación FEA	Porcentaje de cambio (%)
	Frecuencia (Hz)	Frecuencia (Hz)	Frecuencia
1	1754.5	2276.2	29.7
2	2173.6	2285.9	5.2
3	2512.8	2611.1	3.9

Se puede ver una variación de 29.7% en la primer frecuencia natural, esta resultó ser mayor al caso anterior posiblemente debido a que en la experimentación se perdieron 2 puntos de sujeción del portalámpara con su contraparte los cuales provocaron que la rigidez del ensamble se disminuyera provocando que la frecuencia natural tuviera una disminución, y este mismo efecto no pudo ser reproducido 100% mediante simulación debido a que el portalámpara tuvo que ser considerado como sin separación para realizar la solución.

En la Figura 4.17 se puede observar que la respuesta encontrada en la simulación es muy parecida a bajas frecuencias, al igual que los dos casos analizados anteriormente, y para altas frecuencias la respuesta resultante de la simulación es mayor, para complementar un análisis comparativo de la simulación con la experimentación se presenta en la Tabla 4.10 un resumen de la variación encontrada en frecuencias naturales por estos dos métodos.

Tabla 4.10. Comparación de resultados de frecuencias naturales encontradas en el diseño de hipótesis 2 entre experimentación y simulación FEA.

Resonancia Porta-lámpara Hipotesis 2			
Resonancia	Experimentación	Simulación FEA	Porcentaje de cambio (%)
	Frecuencia (Hz)	Frecuencia (Hz)	Frecuencia
1	2366.6	2299.2	-2.8
2	2501.1	2304.9	-7.8
3	3187.2	2608.6	-18.2

En esta tabla se puede observar que la diferencia de resultado en la primer frecuencia natural es de 2.8%, 7.8% para la segunda y 18.2 % en el caso de la tercera, la de mayor interés es la primera por ser la más cercana al rango de frecuencia de interés, y en este caso el porcentaje de variación entre la simulación y la experimentación es relativamente bajo, comparado con las variaciones anteriores, y esto se puede deber a que las condiciones de frontera de simulación son más parecidas a las experimentales debido a que la hipótesis 2 tiene sus 4 soportes de sujeción en el ensamble con la contraparte por lo que la restricción de “no separación” de la simulación se asemeja más sumado a la rigidez que aporta la resina epoxica del portalámpara.

4.7 Conclusiones.

Las simulaciones de elementos finitos presentadas permiten conocer las frecuencias naturales del ensamble y la respuesta del producto bajo una carga de aceleración, así como el esfuerzo general y en la estructura del portalámpara, pero estos resultados necesitan ser validados experimentalmente, debido a que en el proceso de simulación, la misma limitante del software ha hecho que se tomen consideraciones lineales, en lugar de no lineales, y dichas consideraciones afectan directamente el resultado. De cualquier forma se puede ver que la frecuencia natural del diseño de portalámpara de hipótesis 1 y 2 sí presenta un cambio con respecto a su diseño original, ligeramente mayor para el caso de la hipótesis 2, y en cuanto al esfuerzo se puede ver que la estructura del portalámpara en combinación con el material es muy rígida por lo que sus esfuerzos no presentan un riesgo de falla en el mismo debido a las cargas de vibración aleatorias estudiadas, debido a que las frecuencias naturales observadas quedan fuera del rango de frecuencias de la prueba de vibración aleatoria, por lo tanto, no se excitan resonancias en este rango de frecuencias.

Después de una serie de pruebas y análisis realizados en el producto con distintas variables de diseño estudiadas es posible concluir que mediante la experimentación de pruebas vibratorias se puede conocer el comportamiento de la estructura del mismo, con el cual se pueda validar variables en el producto que se quieran conocer a detalle una vez que éste ya se encuentra físicamente y a su vez puede ser de mucha utilidad para validar y mejorar una simulación mediante elementos finitos, que pueden permitir hacer mejoras en el producto que no generen un costo extra por modificación de herramientas en el mismo.

Para el caso de la hipótesis 1 se puede confirmar fue correcta, la reducción en el número de soportes en el portalámpara provocaría una reducción en la frecuencia natural debido a que la rigidez del ensamble fue menor por la pérdida de 2 de sus 4 soportes, dando como resultado esta disminución de frecuencia natural. Para el caso de la hipótesis 2 también se confirma que el efecto de la resina epoxica utilizada le da una mayor rigidez por lo cual la primer frecuencia natural se incrementa con respecto al portalámpara actual, aunque en el rango de frecuencias definidas por el estándar, los tres diseños presentan una respuesta prácticamente idéntica, sin mostrar resonancias, el diseño de la hipótesis 1 presenta una importante reducción en las frecuencias medias, y la hipótesis 2 sin embargo, presenta una respuesta más baja en la zona de altas frecuencias. Es importante mencionar que estos cambios están fuera del rango de frecuencias considerado por el estándar de pruebas, pero pueden ser significativos para un vehículo en particular, que pudiera presentar contribuciones de componentes de más alta frecuencia que los considerados por el estándar.

CAPITULO 5. CONCLUSIONES GENERALES Y TRABAJO A FUTURO.

5.1 Conclusiones generales.

Los contenidos presentados en esta tesis han sido de mucho valor para el desarrollo de productos automotrices de calidad ya que la vibración es un factor importante al que el producto está expuesto durante la vida del mismo y es parte importante en la validación de productos que la industria automotriz requiere continuamente para todos sus productos con el fin de prevenir fallas que generan re-trabajos costosos una vez que el vehículo ha sido vendido al usuario final. En el caso específico del diseño de porta-lámparas ayuda a generar un conocimiento para el departamento que se encarga del diseño, ya que para futuros desarrollos estas variables analizadas por medio de hipótesis ya no serán una incógnita y pueden ser consideradas cuando se requieran.

A su vez la metodología con la que se validó experimentalmente las hipótesis expuestas servirá para cualquier variable que en un futuro se necesiten analizar, como lo fue en el caso de la hipótesis 1 en donde se expuso una variable típica de diseño presente en los portalámparas, en la cual se analizó el efecto que presenta el portalámpara al tener 4 soportes o 2 soportes de sujeción con la lámpara; y la hipótesis 2 en donde de igual forma se analizó el efecto que presenta en el producto el uso de resina epoxica en el portalámpara. En ambos casos se desarrolló una metodología de simulación, validada experimentalmente y se

encontró una correlación de resultados, con la cual se pudiera llevar acabo un nuevo análisis en el momento que se necesite, esta correlación muestra resultados dentro de un margen aceptable en el cual utilizando un factor de seguridad este resultado pudiera ser seguro para la toma de decisiones en diseños nuevos.

Por lo que al final de este estudio y al haber confirmado las hipótesis se logró confirmar que la reducción del número de soportes de sujeción con la lámpara en el portalámpara disminuye la frecuencia natural debido a la disminución de la rigidez como ensamble e incrementa el riesgo de resonancia dentro de los rangos de frecuencia probados en la norma USCAR-15. Así como el uso de la resina epoxica en un portalámpara aumenta el valor de las frecuencias naturales por lo que la probabilidad de riesgo de resonancia disminuye debido al incremento en la rigidez del producto.

Es así como al final de este proyecto se cumplió con el objetivo inicial de estudiar las variables de diseño basado en una metodología de simulación y experimentación de pruebas vibratorias, utilizando los conceptos básicos de vibraciones expuestos en capítulos previos.

5.2 Recomendaciones para trabajo futuro.

En el presente estudio se logró analizar una parte importante de la prueba vibratoria más común requerida para portalámparas obteniendo un alto nivel de certidumbre en los resultados de simulación y experimentación. La industria automotriz se enfrenta a continuos retos de mejora, y el área de iluminación no es la excepción debido a que continuamente los requerimientos son más exigentes requiriendo mayores pruebas, con temperatura más elevada y variados perfiles de vibración, por lo que estos retos están influyendo fuertemente en el diseño de nuevos portalámparas buscando mejorar los diseños e investigando en nuevos materiales para cumplir los nuevos estándares. Por lo anterior se sugiere continuar con la presente investigación considerando los siguientes aspectos:

- Incluir al estudio la variable de la temperatura ambiente de prueba, algunas pruebas de vibración automotrices requieren realizar la prueba a una temperatura determinada, esta variable no fue considerada inicialmente debido a las limitantes de equipo para realizar las pruebas, pero la inversión del equipo de vibración con temperatura ya está en proceso de implementación, por lo que pudiera ser realizado el estudio posteriormente incluyendo esta variable.
- Incluir al estudio la variable de la corriente y el bulbo, esto es realizar la investigación con el bulbo energizado durante la prueba de vibración, para conocer el efecto que el calor por el paso de la corriente y el bulbo presentan en las frecuencias naturales del producto.
- Estudiar el efecto de la vibración a largo plazo, por medio de herramientas como el Espectro de Daño por Fatiga (Fatigue Damage Spectrum FDS),

que permite estimar los ciclos de vida de elementos expuestos a vibración aleatoria.

- Desarrollar una actualización de los modelos matemáticos, por medio de retroalimentación del factor de amortiguamiento medido experimentalmente, dentro de las simulaciones por elemento finito.

LISTA DE SIMBOLOS

A: Aceleración.
G: aceleración gravitacional.
V: Velocidad.
X: Desplazamiento.
c: Constante de amortiguamiento.
 f_n : Frecuencia natural.
g: Aceleración gravitacional.
k: Constante de rigidez.
m: Masa.
 $x(t)$: respuesta con respecto al tiempo.
[C]: Matriz de amortiguamiento estructural.
{F}: Vector de fuerza.
[K]: Matriz de rigidez estructural.
[M]: Matriz de masa estructural.
(t): Tiempo
{ \ddot{u} }: Vector de aceleración nodal.
{ \dot{u} }: Vector de velocidad nodal.
{u}: Vector de desplazamiento nodal.
 η : factor de pérdida de amortiguamiento

REFERENCIAS.

- [1] (2010). Specification for Testing Automotive Miniature Bulb Socket/Circuit Plate Assemblies (USCAR-15 Rev 3). Norma SAE.
- [2] Normas IEC International Electrotechnical Commission 60061 de Sitio web: <http://std.iec.ch/iec60061>.
- [3] (2001). Bases W3x16d & WX3x16d (IEC 60061-2 7004-105-2). Norma IEC.
- [4] (2001). Lampholders W3x16d & WX3x16d (IEC 60061-2 7005-105-2). Norma IEC.
- [5] (2010). Specification for Testing Automotive Miniature Bulb Socket/Circuit Plate Assemblies, 5.8 Vibration (USCAR-15 Rev 3). Norma SAE.
- [6] Ron S. Li. (2001) A methodology for fatigue prediction of electronic components under random vibration load. Automotive and Industrial Electronics Group. ASME paper.
- [7] Yi Zhang, Mohammad Usman. (1999). Life Prediction for Lighting Bulb Shield Designs Subjected to Random Vibration (No 1999-01-0705). SAE Technical Paper.

- [8] Newland, D.E. (1993). An Introduction to Random Vibrations, Spectral and Wavelet Analysis. 3rd Edition, Longman Scientific and Technical.
- [9] Bishop, N.W.M. and Sherratt, F. (1989). Fatigue Life Prediction from Power Spectral Density Data. Environmental Engineering, Vol. 2.
- [10] Curt D. Schrader, Frances K. N. Hilburger. (2005). Development and Correlation of Three Axes Random Vibration Simulation on Automotive Lighting (No 2005-01-1570). SAE Technical Paper.
- [11] Segelman, Daniel J., et al (1998) An Efficient Method for Calculating RMS Von Mises Stress in a Random Vibration Environment, Sandia National Laboratories.
- [12] Quaranta, G., Mantegazza, P., (2001) Randomly Excited Structures Reliability by Means of the Von Mises Stress Response, XVI Congresso Nazionale AIDAA.
- [13] S. K. Tsang (1992) Comparison of Traditional and Finite Element Solutions to Random Vibration Problems (No 922033). SAE Technical Paper.
- [14] Young W.C., (1989) Roark's Formulas for Stress and Strain, McGraw-Hill.
- [15] Pandiyanayagam, G., Bardia, P., and Patil, Y. (2011). Experimental and Modeling Studies Towards Random Vibration (No 2011-26-0118). SAE Technical Paper.
- [16] Dave S Steinberg, (2000) Vibration Analysis for Electronic Equipment, Third edition, John Wiley & Sons Inc., ISBN 0-471-37685-X.

- [17] Brian J Schwarz and Mark H. Richardson, (1999) Experimental Modal Analysis, CSI Reliability Week.
- [18] Kirit Patel, Teresa Kinney and Chad Hebert. Exploring Structural Dynamics. Vibration Testing. Technical Paper AIAA.
- [19] Holliday Resnick. (2013) Fundamental of Physics. Resonance.
- [20] Pinhas Barak. (1991). Magic numbers in design of suspension for passenger cars (No 911921). SAE Technical Paper.
- [21] Dr. Peter Avitabile (2001, 2005) Modal space in our own little world, Artículo Universidad de Massachusetts Lowell.
- [22] Transnational College of Lex (2012) Who is Fourier? A Mathematical Adventure 2a Edición.
- [23] (2012). Connector Test and Validation Specification (GMW3191). Norma GM.
- [24] (2013). Performance Standard for Automotive Electrical Connection System (USCAR-2 Rev 6). Norma SAE.
- [25] (2015) ANSYS Workbench Help: help/wb_sim/ds_Preface.html
- [26] (2015) ANSYS Workbench Help: help/wb_sim/ds_eigen_resp_analysis_type.html

- [27] R. D. Cook, D. S. Malkus, M. E. Plesha (1988), Concepts and Applications of Finite Element Analysis, 3^a Ed. New York: John Wiley & Sons.
- [28] Felippa, Carlos A. (2001), A historical outline of matrix structural analysis: a play in three acts
- [29] McGuire, W., Gallagher, R. H., and Ziemian, R. D. (2000) Matrix Structural Analysis, 2nd Ed. New York: John Wiley & Sons.
- [30] ANSYS Inc, (2016) ANSYS Mechanical APDL Theory Reference.
- [31] (2015) ANSYS Workbench Help: help/wb_sim/ds_spectral_analysis_type.html
- [32] (2011) DSM Engineering Plastics, Stanyl TW200F3. Hoja Técnica.
- [33] Wieland B16 CuSn6.
<http://www.wielandmetals.com/internet/media/wmc/products/alloydatasheet/C51900aen.pdf>
- [34] (2001) Aluminum Standards and Data 2000 and/or International Alloy Designations and Chemical Composition Limits for Wrought Aluminum and Wrought Aluminum Alloys.
- [35] (1990) Metals Handbook, Vol 2 – Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials, ASM International 10th Ed.
- [36] John M. (Tim) Holt, Technical Ed; C. Y. Ho. (1996). Structural Alloys Handbook. CINDAS/Purdue University.

[37] Howard E. Boyer and Timothy L. Gall. (1985). Metal Handbook. American Society for Metals.

[38] (2015) ANSYS Workbench Help: help/ans_elem/Hlp_E_SOLID187.html

[39] (2015) ANSYS Workbench Help: help/wb2_help/wb2h_ANSYSapp.html

LISTA DE FIGURAS.

Figura	Descripción	Página
Figura 1.1	Algunos tipos de portalámparas automotrices para luces frontales y traseras diseñados en la empresa Cemm-Thome.	8
Figura 1.2	Diagrama general de ensamble de portalámparas automotriz como producto y como es ensamblado en la lámpara del automóvil y/o contraparte de montaje para pruebas.	9
Figura 1.3	Principales aplicaciones de iluminación automotriz.	10
Figura 1.4	Ejemplo de lámpara principal automotriz.	11
Figura 1.5	Ejemplo de lámpara trasera automotriz.	12
Figura 1.6	Portalámparas modelo T20 tipo no sellado y foco T20.	13
Figura 1.7	Comparación de resultados (Transmisibilidad) por simulación vs experimentación en tarjeta electrónica PCB en un rango de frecuencia de 50Hz a 2000Hz y 12 G RMS [6].	16
Figura 1.8	Diseño de protector de bulbo utilizado en una lámpara automotriz analizado en [7].	17
Figura 1.9	Simulación modal de lámpara automotriz, modo de deflexión número 1 [10].	18
Figura 1.10	Preparación de prueba de vibración experimental en lámpara automotriz para la búsqueda de una correlación del patrón de deformación [10].	19
Figura 1.11	Detalles de un ejemplo de viga para estudio de correlación de resultados por elementos finitos y matemáticos [13].	20
Figura 1.12	Resultados de correlación presentados por [13] donde se resumen los resultados de elementos finitos y cálculos matemáticos.	21
Figura 1.13	Comparación de frecuencias naturales obtenidas teóricamente, mediante simulación de elementos finitos y experimentalmente [15].	22

Figura 1.14	Gráfica de transmisibilidad elementos finitos vs Experimentación en una viga en cantiléver [15].	23
Figura 1.15	Cuatro “Lug Pattern” son utilizados actualmente en el Portalámparas T20 tipo no sellado de la empresa Cemm-Thome.	28
Figura 1.16	Portalámparas T20 sin resina epoxica aplicada (izquierda) y Portalámparas T20 con resina epoxica aplicada (derecha).	29
Figura 2.1	Gráfica de forma de onda sinusoidal expresada en amplitud de desplazamiento (X), velocidad (V) y aceleración (A), en función del tiempo, también conocida como respuesta en tiempo [18].	37
Figura 2.2	Diagrama de sistema masa-resorte-amortiguador, donde m =masa, k = constante de rigidez, c = constante de amortiguamiento, Input= entrada, $x(t)$ = respuesta con respecto al tiempo [18].	38
Figura 2.3	Gráfica típica aleatoria [18] de respuesta a la frecuencia con respecto al tiempo para un sistema masa-resorte-amortiguador.	39
Figura 2.4	Diagrama y ejemplo de viga en cantiléver para observar el concepto de frecuencia natural [19].	40
Figura 2.5	Umbral del cuerpo humano (tolerancia y percepción) el cual es el mejor de acuerdo a estudios de confort para el cuerpo humano [20].	41
Figura 2.6	Gráfica típica de PSD [18] en donde se representa en el eje vertical “Y” la aceleración PSD (G^2/Hz) y en el eje horizontal “X” el rango de frecuencia (Hz).	43
Figura 2.7	Excitación de placa simple, respuesta de una placa a una fuerza ejercida [21].	44
Figura 2.8	Respuesta en tiempo registrada por un sensor de aceleración en la placa simple [21].	45
Figura 2.9	Función de respuesta en dominio de la frecuencia de la placa simple, donde se observa fácilmente las frecuencias de resonancia [21].	45
Figura 2.10	Comparación de gráfica de función de respuesta en tiempo y gráfica en dominio de la frecuencia [21].	46
Figura 2.11	Patrones de deformación en una placa rectangular simple, formas modales [21].	48

Figura 2.12	Preparación típica de prueba de vibración desde que se programa en la computadora hasta que se ejecuta el programa [18].	51
Figura 2.13	Preparación de prueba de vibración de acuerdo a norma automotriz USCAR-15 Revisión 3 [5].	53
Figura 2.14	Perfil de Densidad Espectral de Potencia (PSD) de vibración aleatoria en USCAR-2 usando VibrationVIEW.	55
Figura 2.15	Perfil de Densidad Espectral de Potencia (PSD) de vibración aleatoria en USCAR-15 usando VibrationVIEW.	56
Figura 2.16	Perfil de Densidad Espectral de Potencia (PSD) de vibración aleatoria en GMW3191 usando VibrationVIEW.	57
Figura 2.17	Ecuación general de movimiento para análisis dinámicos (no lineal).	59
Figura 3.1	Masa de diseño de portalámparas actual incluyendo todo el detalle de leyendas 4.01g (foto izquierda) y 4.02 sin incluir detalles de leyendas (foto derecha).	63
Figura 3.2	Ajuste general realizado en la sección de Geometría en la aplicación de Mechanical.	64
Figura 3.3	Material Nylon PA46 15% Fibra de Vidrio, Bronce CuSn6 y Aluminio Al6061-T6	65
Figura 3.4	Preparación de conexiones lineales para análisis modal y de vibración aleatoria	66
Figura 3.5	Preparación de malla para solución de análisis modal y vibración aleatoria, con centro de relevancia fino y relevancia de 100	67
Figura 3.6	Elemento SOLID187 tetraédrico de 10 nodos utilizado en simulación de elemento finito de ANSYS [38]	68
Figura 3.7	Preparación de configuración de análisis modal para buscar las primeras 3 frecuencias naturales de 10 a 4000Hz	69
Figura 3.8	Preparación de condición de frontera soporte, sujeto de la contraparte	70
Figura 3.9	Preparación de resultados de deformación total para cada resultado de frecuencia natural en análisis modal	71
Figura 3.10	Preparación de PSD en dirección Y con perfil de vibración USCAR-15	72
Figura 3.11	Preparación de solución de respuesta a PSD del portalámpara en dirección "Y" utilizando un vértice superior del portalámpara	73

Figura 3.12	Preparación de solución esfuerzo Equivalente (Von-Mises) para ensamble y estructura de socket individual utilizando 3 sigma de factor de escala	74
Figura 3.13	Instalación de portalámpara T20 no sellado en herramienta de montaje en posición en el vehículo, así como acelerómetros para monitoreo de resonancia	76
Figura 3.14	Definición usada de criterio de búsqueda de resonancia a portalámpara T20 no sellado	77
Figura 3.15	Diagrama general de sistema de lazo cerrado requerido para pruebas vibratorias	78
Figura 3.16	Preparación de muestras en contrapartes con acelerómetro de monitoreo y control instalados para su respectivo estudio	79
Figura 4.1	Resultado frecuencias naturales en Portalámparas T20 no sellado obtenidas por análisis de elemento finito usando ANSYS	81
Figura 4.2	Resultado respuesta a PSD en Portalámparas T20 no sellado obtenido por experimentación, línea azul, y análisis de elemento finito usando ANSYS línea roja	82
Figura 4.3	Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Ensamble de Portalámparas T20 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS.	83
Figura 4.4	Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Estructura Portalámparas T20 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS	84
Figura 4.5	Resultado frecuencias naturales en Portalámparas T20 de hipótesis 1 obtenidas por análisis de elemento finito usando ANSYS	86
Figura 4.6	Resultado respuesta a PSD en Portalámparas T20 de hipótesis 1 obtenido por experimentación, línea azul, y análisis de elemento finito usando ANSYS línea roja	87
Figura 4.7	Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Ensamble de Portalámparas T20 de hipótesis 1 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS	88
Figura 4.8	Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Estructura Portalámparas T20 hipótesis 1 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS	89

Figura 4.9	Resultado frecuencias naturales y formas modales en Portalámparas T20 de hipótesis 2 obtenidas por análisis de elemento finito usando ANSYS	91
Figura 4.10	Resultado respuesta a PSD en Portalámparas T20 de hipótesis 2 obtenido por experimentación, línea azul, y análisis de elemento finito usando ANSYS línea roja	92
Figura 4.11	Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Ensamble de Portalámparas T20 de hipótesis 2 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS	93
Figura 4.12	Resultado esfuerzo Von Mises de PSD Estructura Portalámparas T20 hipótesis 2 obtenido por simulación de elementos finitos en ANSYS.	94
Figura 4.13	Gráfica de perfil de vibración aleatoria experimental USCAR-15 observada durante las 6 horas de prueba de portalámpara actual línea azul, resultado de respuesta a la frecuencia en portalámpara línea roja, resultado de respuesta a la frecuencia simulación en ANSYS línea verde	96
Figura 4.14	Resultado búsqueda de resonancia de Portalámparas T20 no sellado antes de prueba de vibración línea morada, y después de prueba de vibración aleatoria línea roja	97
Figura 4.15	Gráfica de perfil de vibración aleatoria experimental USCAR-15 observada durante las 6 horas de prueba de portalámpara de hipótesis 1 línea azul, resultado de respuesta a la frecuencia en portalámpara línea roja, resultado respuesta a la frecuencia de simulación en ANSYS línea verde	99
Figura 4.16	Resultado búsqueda de resonancia de Portalámparas T20 no sellado (Hipótesis 1) antes y después de prueba de vibración (línea azul y verde respectivamente).	101
Figura 4.17	Gráfica de perfil de vibración aleatoria USCAR-15 observada durante las 6 horas de prueba de portalámpara de hipótesis 2 (línea azul), respuesta a la frecuencia en portalámpara (línea roja) y resultado de simulación de ANSYS (línea verde).	103
Figura 4.18	Resultado de frecuencias naturales encontradas y su magnitud antes y después de prueba de vibración aleatoria para caso de hipótesis 2 (línea azul y verde respectivamente).	105

Figura 4.19	Resultado de frecuencias naturales encontradas y su magnitud entre el porta-lámpara actual y la hipótesis 1 después de ser sometidos a 6 horas de vibración aleatoria (línea azul y roja respectivamente).	112
Figura 4.20	Resultado de frecuencias naturales encontradas y su magnitud entre el porta-lámpara actual y la hipótesis 2 después de ser sometidos a 6 horas de vibración aleatoria (línea azul y roja respectivamente)	114

LISTA DE TABLAS.

Tabla	Descripción	Página
Tabla 1.1	Comparación de perfiles de vibración aleatoria de principales normas automotrices utilizados para validar portalámparas [24] [1] [23].	54
Tabla 4.1	Resultado de frecuencias naturales encontradas con su factor de pérdida de amortiguamiento antes y después de prueba de vibración aleatoria	98
Tabla 4.2	Resultado de frecuencias naturales encontradas con su factor de pérdida de amortiguamiento antes y después de prueba de vibración aleatoria para el caso de hipótesis 1	102
Tabla 4.3	Resultado de frecuencias naturales encontradas con su factor de pérdida de amortiguamiento y amortiguamiento antes y después de prueba de vibración aleatoria para caso de hipótesis 2	106
Tabla 4.4	Comparación de resultados frecuencias naturales entre portalámpara con diseño actual e hipótesis 1	108
Tabla 4.5	Comparación de resultados frecuencias naturales entre portalámpara con diseño actual e hipótesis 2	109
Tabla 4.6	Comparación de resultados de frecuencias naturales encontradas y su factor de pérdida de amortiguamiento entre el porta-lámpara actual y la hipótesis 1 después de ser sometidos a 6 horas de vibración aleatoria	113
Tabla 4.7	Comparación de resultados de frecuencias naturales encontradas y su factor de pérdida de amortiguamiento entre el porta-lámpara actual y la hipótesis 2 después de ser sometidos a 6 horas de vibración aleatoria	115
Tabla 4.8	Comparación de resultados de frecuencias naturales encontradas en el diseño actual de experimentación con simulación FEA	116

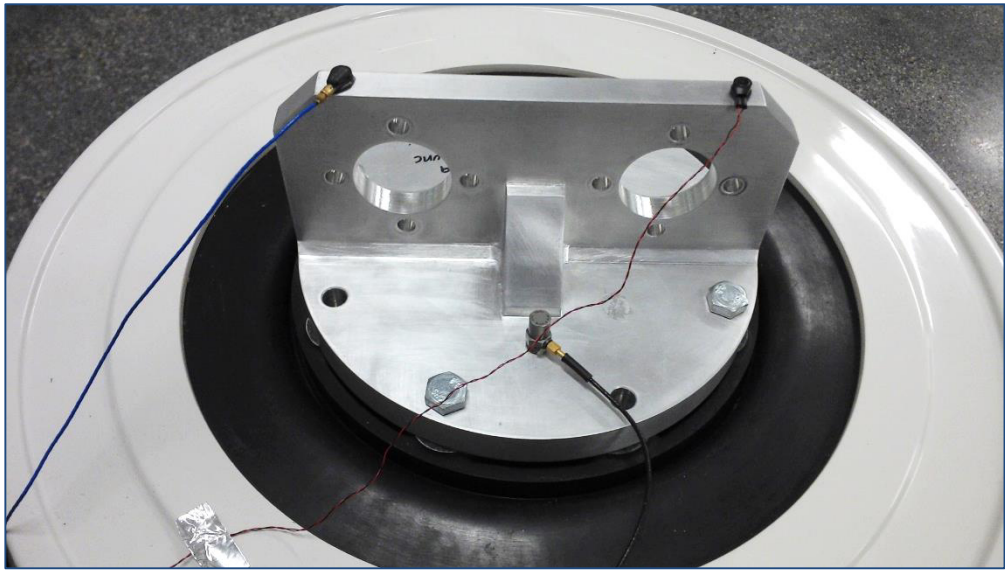
Tabla 4.9	Comparación de resultados de frecuencias naturales encontradas en el diseño de hipótesis 1 entre experimentación y simulación FEA	117
Tabla 4.10	Comparación de resultados de frecuencias naturales encontradas en el diseño de hipótesis 2 entre experimentación y simulación FEA	118

APENDICE A.

Experimentación en herramienta para vibración.

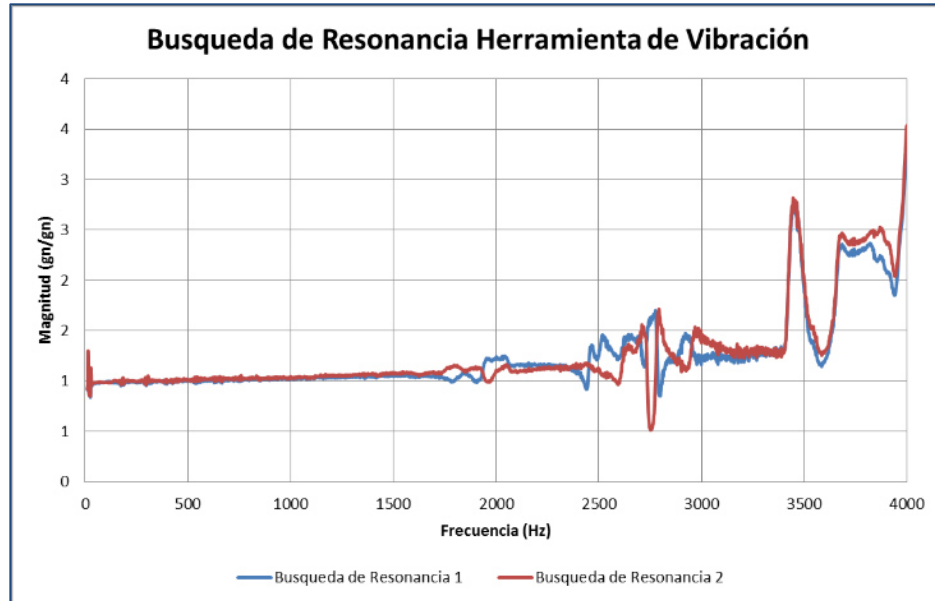
En este capítulo se presenta la validación realizada al diseño de la herramienta de montaje hecho para realizar las pruebas que requiere la norma automotriz para portalámparas, esto con el fin de validar que la herramienta no afecte los resultados medidos en el producto debido a resonancias dentro del rango de frecuencias a las que el producto se somete.

Esta validación se realizó siguiendo la misma metodología que se utilizó para verificar la resonancia en el producto, haciendo un barrido de búsqueda de resonancia en la herramienta, los acelerómetros de monitoreo se colocaron en los extremos superiores de la herramienta por ser los que de acuerdo a simulación eran los más afectados cuando la herramienta se encontraba en resonancia. En la siguiente Figura se muestra la preparación de esta experimentación.



Preparación de experimentación para prueba de búsqueda de resonancia en herramienta de montaje de portalámpara con 2 acelerómetros de monitoreo y uno de control.

El resultado obtenido de esta experimentación se presenta en la Figura 6.2, dando la primer frecuencia natural en 2775.9 Hz, 3446.4 Hz la segunda y 3999.9 la tercer frecuencia, por lo tanto se puede observar que las frecuencias naturales de la herramienta para prueba de vibración están por encima de la frecuencia de prueba máxima que son 2,000 Hz.



Resultados de búsqueda de resonancia realizados en herramienta para vibración.

Con esto se valida que la herramienta de vibración es apta para realizar pruebas de vibración en el producto, sin generar una alteración o ampliación de los niveles requeridos por la norma para vibrar por causa de resonancias en la herramienta.